

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Pásový vlek v úklonné dopravě osob hlubinného dolu

Personal Inclined Belt Lift in Underground Mine

Student:

Bc. Radim Štebel

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radim Štebel**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem
Téma: **Pásový vlek v úklonné dopravě osob hlubinného dolu**
Personal Inclined Belt Lift in Underground Mine

Zásady pro vypracování:

1. Provedte vstupní rešerši týkající se dopravy osob v úklonu v důlních podmínkách.
2. Zpracujte varianty řešení a proveďte volbu optimální varianty dle vhodných kritérií.
3. Provedte potřebné technologické a pevnostní výpočty zvolené varianty konstrukčního řešení.
4. Nakreslete sestavu zvolené varianty s důrazem na pohon, sestavu lan a nosného pásu.
5. Vstupní parametry budou zvoleny dle konkrétní situace na hlubinném dole ČSM.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha: Český normalizační institut. srpen 1997. 36 s.
- [2] ČSN ISO 690 Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut. 1996. 32 s.
- [3] POLÁK, J. BAILOTTI, K. PAVLIŠKA, J. HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: VŠB-TU Ostrava. 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [4] PETRUŽELKA, J. Ročníkový projekt. Jak psát bakalářskou práci [online]. Ostrava: VŠB-TUO, FS. poslední aktualizace 21. 10. 2006 [cit. 2007-04-10]. Dostupný z www: <URL: <http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf>>.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

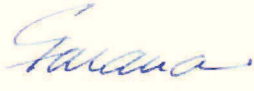
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Robert Brázda, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011




doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 23.5.2011

Štěpán Radl

podpis studenta

Pronásuji, ze:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užit dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VSB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě: 23.5.2011.....

Štěpán Rodin.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Radim Štebel

Adresa trvalého pobytu autora práce: Podgorného 100/12, Ostrava, 700 30

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŠTEBEL, R. Pásový vlek v úklonné dopravě osob hlubinného dolu, Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2011, Diplomová práce. Vedoucí práce: Ing. Brázda, R., Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem pásového vleku pro úklonnou dopravu osob v hlubinném dole. Požadovaná kapacita je 14 [osob] na délce trati pásového vleku 200 [m] s úhlem stoupání tratě 25 [°]. V úvodu diplomové práce jsou zpracovány možné varianty řešení pásového vleku. Na základě porovnání výhod a nevýhod jednotlivých možností je vybrána nejvýhodnější varianta. V následující části jsou řešeny hlavní komponenty zvoleného pásového vleku, jejich konstrukční řešení, technologické a pevnostní výpočty. Závěr diplomové práce obsahuje sestavný výkres pásového vleku, pohonné stanice, brzdného systému a výrobní výkres brzdného členu.

ANNOTATION OF THESIS

ŠTEBEL, R. Personal Inclined Belt Lift in Underground Mine, Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institut of Transport, 2011, Dissertation p. Thesis head: Ing. Brázda, R., Ph.D.

This dissertation is about a design of belt carrier for transportation of persons in underground mine. Required capacity is 14 persons, the length of the carrier is 200 m and the angle of gradient is 25°. In the beginning of this dissertation, there are few designs for the carrier. After comparison of all the designs, the best solution is chosen. In the next part, there are designs for all main components of the carrier, technological standards and their strength calculation. The end of this dissertation includes assembly drawings of the belt carrier, the driving unit and the braking system. And finally it includes the production drawing of the braking unit.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu panu Ing. Robertu Brázdovi, Ph.D. za náměty a připomínky, čímž mi pomohl k vypracování této diplomové práce. Dále panu prof. Ing. Jaromírovi Polákovi, CSc za cenné rady a ochotnou spolupráci, a všem osobám, které mi vždy byly ochotny pomoci a směřovaly vypracování mé diplomové práce ke zdárnému konci.

Obsah

Seznam použitého značení	1
1. Úvod	7
2. Doprava osob v dole	7
2.1 Možnosti přepravy osob v dole	9
2.1.1 Pásový vlek	12
2.1.2 Skladba pásového vleku	15
2.2 Bezpečnostní opatření v dole	19
3. Možné varianty řešení	21
3.1 Volba vhodné varianty.....	29
4. Konstrukční řešení pásového vleku	29
4.1 Pásový nosič (pás).....	29
4.1.1 Spojení kluzných elementů	31
4.1.2 Uchycení sedaček k pásovému nosiči	35
4.2 Brzdný systém	36
4.3 Naváděcí a vodící kladky.....	40
4.3.1 Výpočet kladkového odporu	40
4.4 Bezpečnostní prvky.....	42
4.5 Opatření proti možným nepříznivým jevům při dopravě	43
5. Výpočet pásového vleku.....	43
5.1 Určení celkové hmotnosti.....	43
5.2 Předběžný návrh tahové síly F_L v laně pásového vleku	49
5.3 Pevnostní kontrola zvoleného lana	50
5.4 Návrh brzdné pružiny	51
5.4.1 Výpočet přítláčné síly.....	51
5.4.2 Výpočet potřebné minimální napínací síly F_L	54
5.5 Výpočet tahových sil graficko - početní metodou	56
5.5.1 Výpočet obvodové síly	58

5.6 Výpočet potřebného provozního výkonu pohonu pásového vleku	59
6. Poháněcí stanice	60
6.1 Volba elektromotoru	60
6.2 Volba spojky	63
6.3 Volba ložiska	64
6.4 Třecí kotouč	64
6.4.1 Výpočet součinitele f_{tr} v drážce	65
6.4.2 Stanovení základních rozměrů	65
7. Vratná stanice	67
7.1 Výpočet napínací síly F_z	68
8. Kontrolní výpočty	69
8.1 Kontrola síly zajišťující stlačení brzdících pružin	69
8.2 Kontrola závitových tyčí na kluzných elementech	72
8.3 Kontrola rozpěrné trubky na ohyb	74
8.4 Kontrola svarového spoje brzdného systému	77
8.5 Volba hřídelového pera pod spojkou	78
8.6 Kontrola pohonu pásového vleku na rozběh	80
9. Závěr	82
10. Seznam použité literatury	83
11. Přílohy	84

Seznam použitého značení

B_p	šířka pásu	[m]
D_f	průměr vodícího pouzdra	[m]
D_s	průměr vodícího trnu	[m]
D_{TR}	roztečný průměr třecího kotouče	[m]
D_V	vnitřní průměr podpěrné kladky	[m]
F	síla vyvinutá pružinou při stlačení f	[N]
F_{lot}	zatěžující síla působící na pero hřídele	[N]
F_{lot}	zatěžující síla působící na pero hřídele	[N]
$F_{1řet}$	tahová síla v jednom řetězu	[N]
$F_{2řet}$	tahová síla v jednom řetězu za prvním kluzným elementem	[N]
F_{bl}	síla vyvinutá pružinou při stlačení f_{bl}	[N]
F_L	minimální napínací síla brzdného systému	[N]
F_{l4}	síla způsobená tíhou lana v úseku L_4	[N]
F_N	nabíhající síla v tažném laně	[N]
F_o	odbíhající síla	[N]
F_{ob}	obvodová síla	[N]
F_p	přítlačná síla vyvolaná pružinou	[N]
F_P	přítlačná síla čelistí na pojezdový trám	[N]
F_{pp}	přítlačná síla vyvolaná stlačením pružiny o hodnotu f_{pp}	[N]
F_s	střižná síla	[N]

F_{tl}	třecí síla vyvolaná silou N_G	[N]
F_Z	napínací síla	[N]
G	normálová síla	[N]
G_{BZ}	síla způsobená tíhou pásového nosiče bez osob	[N]
G_{LK}	síla vyvolaná tíhou lana na jednu kladku	[N]
G_o	síla způsobená tíhou pásového nosiče s osobami	[N]
J_m	moment setrvačnosti motoru	[kg·m ²]
J_s	moment setrvačnosti spojky	[kg·m ²]
L	délka pružiny při stlačení f	[m]
L_0	délka pružiny ve stavu volném	[m]
L_{1-3}	délky tratě pásového vleku ve vratné větve	[m]
L_4, L_5	délky tratě pásového vleku v pracovní větvi	[m]
L_{bl}	délka pružiny při stlačení f_{bl}	[m]
L_O	délka lana od konce tratě k třecímu kotouči	[m]
$L_{pásu}$	délka pásu	[kg]
$L_{řet}$	délka řetězu	[m]
L_t	délka tratě pásového vleku	[m]
M_{DM}	dynamický moment	[N·m]
M_k	točivý moment	[N·m]
$M_{k_{smax}}$	maximální točivý moment spojky	[N·m]
M_M	jmenovitý moment motoru	[N·m]
M_O	ohybový moment	[N·m]
M_{Omax}	maximální ohybový moment	[N·m]

M_{SM}	statický moment od zatížení dopravníku	[N·m]
M_Z	záběrový moment motoru	[N·m]
N_G	normálová síla vyvolaná tíhou G	[N]
N_j	jmenovitá únosnost lana	[N]
O_{LANA}	obvod bezpečnostního lana	[m]
P	provozní výkon pásového vleku	[W]
P_M	jmenovitý výkon elektromotoru	[W]
R_A, R_B	reakce v podpěrách	[N]
R_e	mez kluzu materiálu v tahu	[MPa]
R_g	tuhost pružiny	[N/m]
R_p	poloměr pera na hnací hřídeli	[m]
S_S	nosný průřez svaru	[m ²]
T	třecí síla	[N]
T_{1-7}	tahové síly v jednotlivých úsecích pásového vleku	[N]
T_{KV}	odporová síla	[N]
T_V	třecí síla za klidu, vyvolaná tíhou pásového vleku s osobami	[N]
T_{V2}	třecí síla za klidu, vyvolaná tíhou pásového vleku bez osob	[N]
W_o	modul průřezu v ohybu	[m ³]
k_g	převodní součinitel	[-]
k_{zv}	výpočtový součinitel bezpečnosti lana	[-]
a	vůle mezi čelistmi a trámy	[m]
a_q	vůle mezi čelistmi a trámy při osobami neobsazeném vleku	[m]

a_x	vůle mezi čelistmi a trámy při osobami obsazeném vleku	[m]
b	rameno síly $F_{tlřet}$	[m]
b_p	šířka pera	[m]
c	rameno valivého odporu kuličkového ložiska	[m]
d	průměr hnané hřídele pod spojkou	[m]
d_{kladky}	průměr kladky	[m]
d_{lana}	maximální průměr lana	[m]
$d_{s_{max}}$	maximální průměr hřídele spojky	[m]
d_{zt}	průměr závitové tyče	[m]
e	rameno valivého odporu kladky	[m]
f	stlačení pružiny	[m]
f_{bl}	stlačení pružiny na dosed	[m]
f_B	součinitel tření mezi kluznými elementy a dřevěnými trámy	[-]
f_p	stlačení pružiny při síle F_p	[m]
f_{pp}	stlačení pružiny při síle F_{pp}	[m]
f_{tr}	součinitel v drážce třecího kotouče	[-]
g	tíhové zrychlení	[m/s]
i	počet nosných průřezů lana	[-]
i_p	převodový poměr převodovky elektromotoru	[-]
k_{BN}	součinitel bezpečnosti lana dle normy	[-]
l	délka pera	[m]
l'	činná délka pera	[m]
m_{bs}	celková hmotnost brzdného systému	[kg]

m_c	celková hmotnost komponent pásového vleku	[kg]
$m_{\text{člov}}$	průměrná hmotnost člověka	[kg]
m_{kk}	celková hmotnost kluzných elementů	[kg]
m_{kk1}	hmotnost jednoho kluzného elementu	[kg]
m_{kl}	hmotnost rotující části kladky	[kg]
m_{kladky}	hmotnost kladky	[kg]
m_{lana}	celková hmotnost tažného lana v pracovní větvi	[kg]
m_M	hmotnost převodového elektromotoru	[kg]
m_{ml}	hmotnost 1 metru lana	[kg]
m_{mp}	hmotnost 1 metru pásu	[kg]
$m_{\text{řet}}$	hmotnost 1 metru řetězu	[kg]
m_{ok}	celková hmotnost ostatních komponent	[kg]
m_{osob}	celková hmotnost osob přepravovaných na pásovém vleku	[kg]
m_{osoby}	průměrná hmotnost jedné osoby včetně vybavení	[kg]
$m_{\text{pásu}}$	celková hmotnost pásu	[kg]
$m_{\text{řet}}$	celková hmotnost tažných	[kg]
m_s	hmotnost spojky	[kg]
m_{vyb}	hmotnost nezbytného vybavení přepravované osoby	[kg]
m_z	hmotnost závaží vyvozující napínací sílu	[kg]
n_{kk}	počet kluzných elementů	[-]
n_M	jmenovité otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_{osob}	počet přepravovaných osob	[osob]
$n_{\text{řet}}$	počet řetězů	[-]

n_{smax}	maximální otáčky spojky	$[\text{min}^{-1}]$
n_{zt}	počet závitových tyčí	$[-]$
p_1	tlak na pero hřídele	$[\text{MPa}]$
p_2	tlak na pero hřídele	$[\text{MPa}]$
p_{D1}	dovolený tlak	$[\text{MPa}]$
p_{D2}	dovolený tlak	$[\text{MPa}]$
q	stlačení pružiny při osobami neobsazeném vleku	$[\text{m}]$
t_1	výška pera v náboji	$[\text{m}]$
v	rychlost pásového vleku	$[\text{m/s}]$
w_1	kladkový odpor	$[\text{m}]$
w_1	kladkový odpor	$[-]$
z	stlačení pružiny při osobami obsazeném vleku	$[\text{m}]$
α	úhel stoupaní tratě pásového vleku	$[\text{°}]$
α_{L}	úhel posunutí posuvného tělesa	$[\text{°}]$
ε	úhel stoupaní vratné větve pásového vleku	$[\text{°}]$
η	účinnost poháněcí stanice	$[\text{\%}]$
μ_{p}	součinitel tření pro obložení třecího kotouče	$[-]$
σ_{e}	napětí v ohybu	$[\text{MPa}]$
$\sigma_{\text{e dov}}$	dovolené napětí v ohybu	$[\text{MPa}]$
τ_{S}	napětí ve smyku	$[\text{MPa}]$
$\tau_{\text{S dov}}$	dovolené napětí ve smyku	$[\text{MPa}]$
$\cos\varphi$	účinník elektromotoru	$[\text{\%}]$

1. Úvod

Něco málo z historie

Počátky dobývání „drahých kovů“ (cín, zlato, stříbro,...) se uvádí v 8. století, ve 13. století již dochází k vyčerpání povrchových ložisek a začíná hlubinná těžba. Primitivní způsoby hornictví ve středověku vystřídal využití střelného prachu v 16. století a použití dynamitu, parních těžebních a čerpacích strojů v 18. a 19. století. Tyto všechny aspekty vedou k obrovskému rozmachu dolování a dosažení velkých hloubek.

Doly můžeme rozdělit do dvou skupin

- **povrchový důl** – těžba je prováděna pomocí odkrývání jednotlivých vrstev zeminy z povrchu. Tímto způsobem se těží například v severních Čechách hnědé uhlí
- **hlubinný důl** – těžba probíhá v podzemním systému svislých šachet a vodorovných štol

Těžba hlubinným dolováním je hlavní metodou v Británii a také v kontinentální Evropě. Ve Spojených státech se takto získává zhruba 40% uhlí a více než polovina uhlí v Austrálii. Mnohé uhelné sloje leží velmi hluboko. Nejhlubší Britský důl je hluboký 1 300 metrů. Aby horníci mohli těžit v takové hloubce, musejí vyhloubit vertikální šachty, kterými sfárají pomocí důlního výtahu dolů. Stejným způsobem se na povrch dopravuje uhlí. Důlní dílo (porub) pod zemí často dosahuje v horizontální rovině délky několika kilometrů a dopravu osob a uhlí zajišťují většinou elektrické vláčky. V místech, kde lze dosáhnout uhelné sloje ze svahu kopce nebo hory, se hloubí svažující se šachta zvaná štola (galerie). Horníci se dopravují touto štolou podzemní železnicí a uhlí se dopravuje ven na dopravním páse.

2. Doprava osob v dole

Doprava v hlubinných dolech je velice důležitým procesem v důlním podniku. S hlavními hornickými procesy jako jsou dobývání, ražení a úpravou včetně expedice tvoří výrobně- technologický systém důlního podniku.

Osoby se v dolech dopravují většinou pomocí strojních zařízení. Např. v podzemí německých dolů jsou všichni pracovníci dopravováni strojně.

Dopravní systém	Dopravované osoby za směnu					Celkem OKD	Celkem za den
	Důlní podnik						
	Darkov	Lazy	ČSA	ČSM	Paskov		
Kolejová lokomotivní doprava	600	-	180	396	552	1728	3652
Závěsná doprava	120	16	-	64	-	200	370
Doprava pásovými vleky	40	300	-	-	15	355	880
Doprava po pásových dopravnících	-	-	-	-	40	40	80
Zařízení pro podporu chůze	150	75	-	-	170	395	750
Celkem	910	391	180	460	777	2718	5732

Tab. 2.1 - počty přepravovaných osob dle důlních podniků a dle systému dopravy [4]

Velký důraz při strojní dopravě osob ve srovnání s chůzí je kladen zejména na bezpečnost (cca 20 % všech úrazů v dole). Nejvíce je rozšířena strojní doprava je doprava pásovými dopravníky a to po horní i spodní větvi pásu.

Doprava osob je tradičně realizována při rychlosti $2,5 \text{ m.s}^{-1}$ v poslední době i při rychlostech do $3,2 \text{ m.s}^{-1}$. Tento fakt souvisí s nárůstem těžeb z porubů a s nutností dopravovat prostřednictvím pásu větší množství. Toto se řeší zvětšením šířky pásu, nebo zvýšením rychlosti dopravy. Šířka pásu nad 1400 mm je jen výjimečná, takže většinou se zvyšuje jeho rychlost. Doprava osob se realizuje i na uhlí. Minimálně se využívá doprava osob po závěsné dráze (ta je plně využívána pro dopravu materiálu a strojních celků).



Obr. 2.1- doprava osob v dole [3]

I když se závěsná dráha používá zřídka, najde uplatnění v úsekové dopravě, kde jsou vesměs úklonná důlní díla. U závěsné dopravy se používá doprava tažným lanem i motorovými nebo akumulátorovými lokomotivami. Speciální pozemní dráhy jsou při dopravě osob vybaveny nekonečným lanem anebo ozubnicovými lokomotivami.

Na dlouhé vzdálenosti po hlavních překopech se používá lokomotivní doprava akumulátorovými nebo motorovými lokomotivami až k výstupní stanici situované v blízkosti pracovišť. Z těchto stanic se osoby dopravují sběrnými i úsekovými dopravníky až na pracoviště. Jak už bylo uvedeno, používá se doprava jak na horní, tak i na spodní větví dopravníku. Některé dopravníky jsou určeny jen pro dopravu osob, ale většinou se jedná o dopravníky pro dopravu uhlí, upravené i pro dopravu osob.

2.1 Možnosti přepravy osob v dole

Než se budeme zabývat samotným pásovým vlekem, seznámíme se okrajově s nejpoužívanějšími možnostmi přepravy osob v hlubinných dolech

Visutá lanová dráha pro dopravu osob

Visutá lanová dráha je jednoúčelové dvojčinné dopravní zařízení, určené pro kontinuální dopravu osob pomocí nekonečného lana, případně i pro dopravu materiálu ve speciálních kontejnerech. Přepravované osoby nasedají za jízdy (sedačky jsou napevno upevněny k lanu) anebo za klidu. V našich podmínkách byl odzkoušen systém s odnímatelnými sedačkami pro dopravu osob v přímých důlních dílech, určený pro maximální úklon $\pm 30^\circ$, maximální délku tratě 1000 m a maximální rychlost $1,45 \text{ m.s}^{-1}$.

Zařízení může být samoobslužné anebo pracovat se stálou obsluhou. V prvním případě, tedy pokud je zařízení samoobslužné, má výhodu stejně jako pásový vlek, že je kdykoliv během směny k dispozici pro přepravu osob a tedy využitelné i pro přecházející pracovníky.

Přestože se jedná o zařízení s kyvadlovým provozem, je vzhledem k velkým tažným silám lokomotiv možná současná doprava velkých skupin pracovníků a tuto přepravu je možno považovat za dostatečně kapacitní. Nevýhodou je možnost přepravy osob pouze ve vymezených časových úsecích, kdy musí být přerušena doprava materiálu a dopravní souprava upravena pro přepravu osob. Naproti tomu výhodou je bezpečné vedení všech

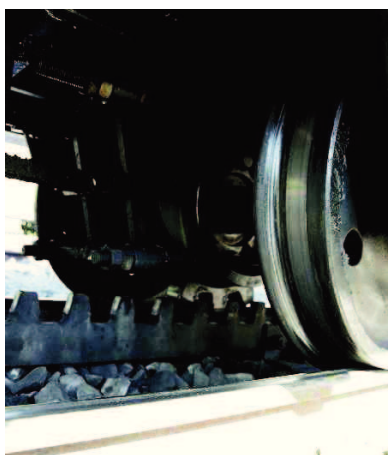
vozidel tratí pozemní dráhy, znemožňujících jejich vykolejení i možnost současné dopravy těživa pásovými dopravníky



Obr. 2.2 - sedačková lanová dráha na Dole Velenje (Slovinsko) [4]

Doprava po pozemní dráze s ozubnicí

Jedná se o dopravu po pozemní dráze s ozubnicí vedených vozidel s max. rychlostí 1,4 -2,0 m.s⁻¹ s vlastním pohonem po dopravní trati. Maximální úklonem 25°. Trať je umístěna a ukotvena na počvě důlního díla (např. pomocí svorníků) se zabezpečením proti vykolejení nebo převrácení těchto vozidel. V ose pozemní dráhy je umístěn ozubnicový hřeben, který se využívá pro přenos tažné síly z lokomotivy nebo tahače. Tento způsob dopravy je určen zejména pro dopravu speciálních břemen, ale s malými úpravami (instalace nástavby pro dopravu osob na plošinový vůz pro dopravu břemen) se dá využít i pro dopravu osob. Tento systém se zatím u nás pro dopravu osob nepoužívá.



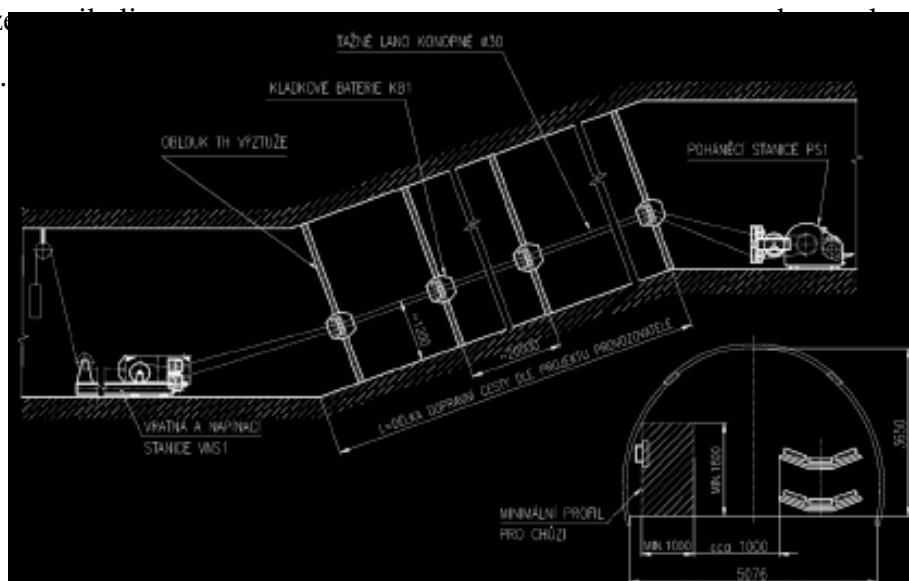
Obr. 2.3 - detail záběru kola pro Riggenbachovu ozubnici do Abtova hřebenu [3]

Zařízení pro podporu chůze

Zařízení pro podporu chůze (dále jen ZPCH) je dopravní zařízení s jednoduchou konstrukcí, snadnou a rychlou montáží, bezobslužným provozem, nízkou pořizovací cenou a dle dosavadních zkušeností i minimálními bezpečnostními riziky při používání. I když je určeno výhradně jen k ulehčení dovrchní pěší chůze, lze předpokládat jeho další rozšíření.

ZPCH je možno instalovat do přímých úklonných děl i se střídavým úklonem, přičemž maximální úklon zpravidla nepřesahuje $+ 30^\circ$. Pokud by ZPCH bylo použito při větším úklonu, musí být cesta pro chůzi vybavena stupadly, případně schody a rychlost tažného lana patřičně snížena. Rychlost tažného lana se pohybuje v rozmezí $0,87 - 1,14 \text{ m.s}^{-1}$ v závislosti na úklonu důlního díla a pro dané zařízení bývá konstantní.

Mezi výhody toho to způsobu dopravy patří jednoduchost konstrukce, snadná a rychlá montáž, bezobslužný provoz, nízké pořizovací náklady, velký přepravní výkon a dle dosavadních zkušeností i malé bezpečnostní rizika při jeho používání. Jako nevýhodu můžeme vidět fakt, že slouží pouze k ulehčení chůze, nikoliv k samotné hodnotné přepravě osob.



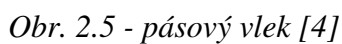
Obr. 2.4 - souprava pro podporu chůze [1]

Doprava po pásovéch dopravnících

Při dopravě osob po pásovéch dopravnících se využívá, až na výjimky, dopravníků primárně instalovaných a využívaných pro dopravu těživa. Pro dopravu osob musí být tyto

Doprava osob na spodní větvi dopravníku není explicitně zakázána, prozatím však nejsou stanovena pravidla pro její realizaci. Maximální rychlost dopravy se odvíjí od použité šířky pásu. Např. pro šíři pásu 800 mm je rychlost $2,1 \text{ m.s}^{-1}$, pro šíři 1200 mm je to $2,5 \text{ m.s}^{-1}$. Nevýhodou současné realizace této dopravy je její jednosměrnost.

Pásový vlek je speciální, dopravní zařízení, určené pro nízkokapacitní samoobslužnou obousměrnou dopravu osob v přímých důlních dílech s rovnoměrným, případně i proměnlivým úklonem. Maximální úklon důlního díla při dopravě pásovým vlekem je $\pm 25^\circ$.



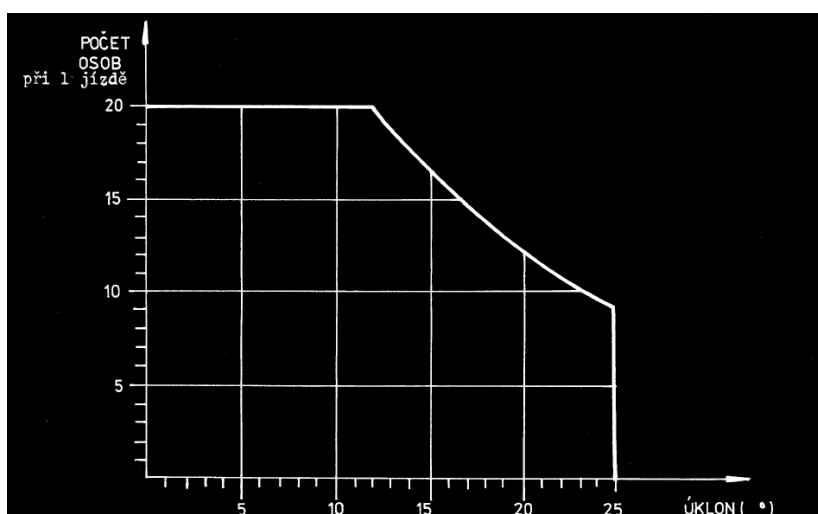
Dopravované osoby sedí na pásovém nosiči, který je tažen nekonečným lanem a jsou přepravovány z jedné koncové stanice vleku do druhé, případně do mezistanice, anebo z mezistanice do některé z koncových stanic. Samotný pásový nosič je zhotoven z dopravního pásu, tvarovaného do korýtka. Pomocí tažného vozíku je nosič z obou stran připojen k lanu. Vratná větev lana je vedena kladkami, umístěnými na boku důlního díla. Nastupování osob na pásový nosič i vystupování z pásového nosiče se děje za klidu zařízení.

Nastupování, vystupování z pásového nosiče, stejně jako vlastní jízda, kdy přepravované osoby sedí na vedeném pásovém nosiči v úsecích oddělených přepážkami a kdy je zakázána doprava materiálu, je relativně velmi bezpečná.

Výhodou je možnost použití dopravního zařízení kdykoli během směny pro přepravu osob a je tedy využitelné i pro přecházející pracovníky (údržbáři, technický dozor, inspekce apod.) Při dostatečném profilu důlního díla je možnost současného odtěžení těživa pásovými dopravníky a přepravy pracovníků.

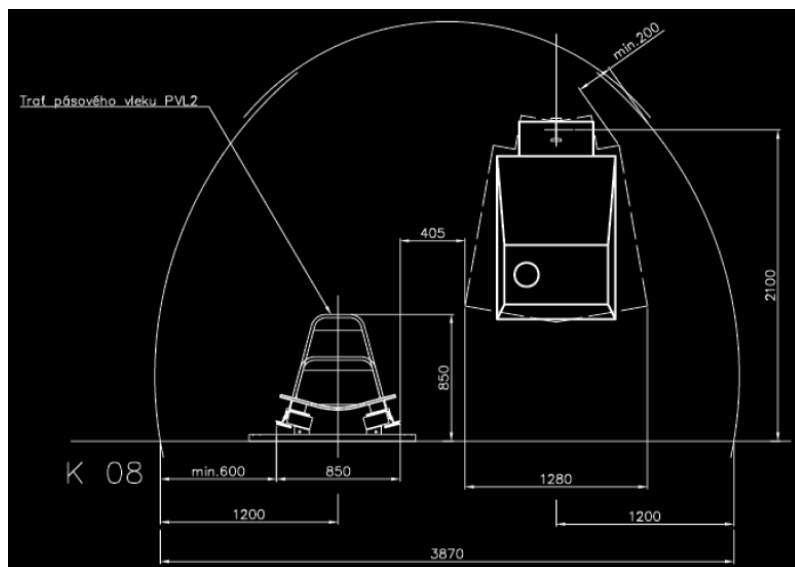
Mezi nevýhody patří malý přepravní výkon, a to zejména v úklonech nad 12° . Proto není toto zařízení vhodné pro hromadnou přepravu, ale jen pro přepravu menších skupin osob.

Maximální délka dopravní trasy je závislá na příkonu poháněcí stanice a na úklonu tratě. Zpravidla nepřesahuje délky 700 m. Maximální dopravní rychlost pásových vleků je 2 m.s^{-1} . Počet přepravovaných osob je závislý na nejvyšším místním úklonu tratě a příkonu pohonné stanice. Pro příkon pohonné stanice 30 kW je uveden na obr. 2.6.

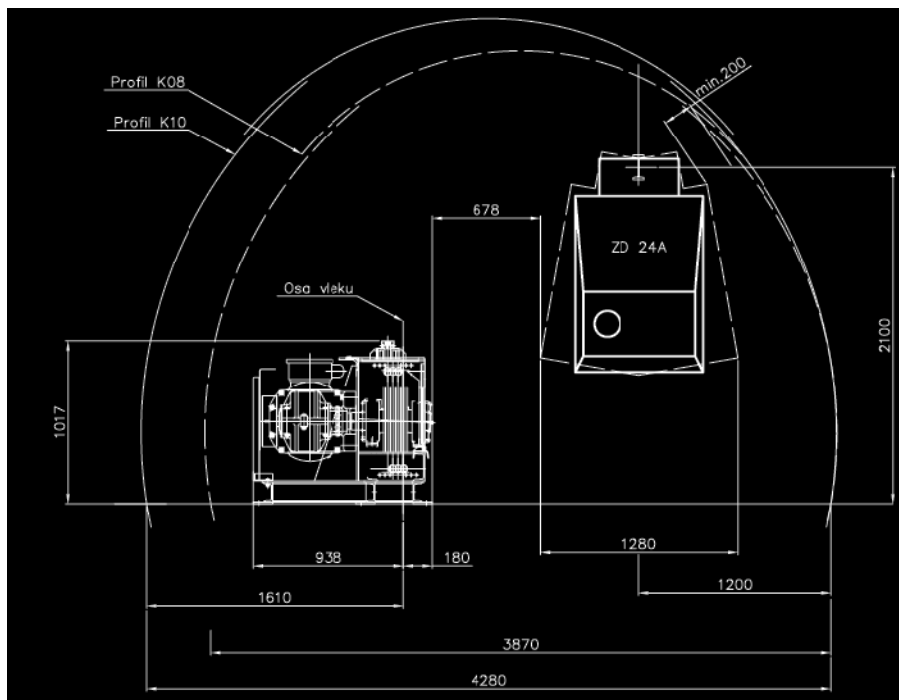


Obr. 2.6 - počet osob přepravovaných současně pásovým vlekem v závislosti na úklonu [4]

Pokud je pásový vlek provozován v důlním díle samostatně, anebo i s paralelní závěsnou dopravou, jsou požadavky na profil důlního díla minimální. Postačující je profil K 08 (obr. 2.7), kromě krátkého úseku kolem pohonné stanice, který je nutno rozšířit na profil K 10 (obr. 2.8). Přitom při dopravě osob pásovým vlekem je současně zakázáno dopravovat závěsnou dopravou.

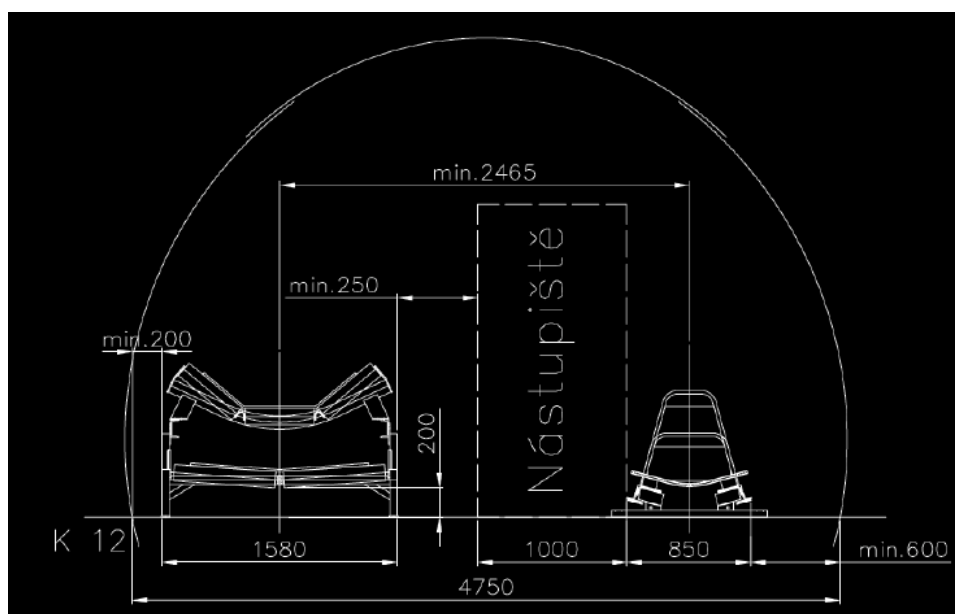


Obr. 2.7 - umístění tratě pásového vleku v důlním díle se závěsnou dopravou [4]



Obr. 2.8 - umístění pohonné stanice pásového vleku v důlním díle se závěsnou dopravou [4]

Pokud je požadována doprava osob pásovým vlekem a současně doprava pásovým dopravníkem, musí být vzdálenost okraje pásového vleku od konstrukce pásového dopravníku minimálně 1250 mm. Umístění pásového vleku současně s pásovým dopravníkem v důlním díle je znázorněno na obr. 2.9.



Obr. 2.9 - umístění tratě pásového vleku v důlním díle s pásovým dopravníkem [4]

2.1.2 Skladba pásového vleku

Pásový vlek sestává z těchto hlavních částí:

Poháněcí stanice, vratná stanice, trať, tažné lano, brzdící systém, pásový nosič, zabezpečovací a elektrické vybavení. Přitom poháněcí stanice, trať a napínací stanice musí být kotveny.

Poháněcí stanice

Pohonná stanice slouží k přenášení tažné síly třením do tažného lana. Pro zvětšení trakční schopnosti pohonu se zvyšuje úhel opásání lana na třecím kotouči, například použitím

více drážkového kotouče s protikotoučem. Pro zvětšení tření mezi lanem a kotoučem lze vyložit drážky třecího kotouče materiálem s větším součinitelem tření. Poměr průměru třecího kotouče i protikotouče k průměru lana (D/d) by měl být nejméně 40.

Pohonná stanice se zpravidla umísťuje na horním konci tratě pásového vleku. Rychlost, jak bylo uvedeno, je do $2,0 \text{ m.s}^{-1}$

Pohonná stanice musí být vybavena odlehčovací brzdou, která bude schopna zabrzdit pohon pásového vleku při přerušení přívodu elektrického proudu do elektromotoru. Brzdná síla může být vyvolána buď pružinami, nebo závažím. Pro odbrzdování se používá buď přímočarý pneumatický motor, nebo elektrohydraulické uvolňovací zařízení. Pohonná stanice musí být kotvena, přičemž bezpečnost ukotvení musí být nejméně 1,2 násobná vzhledem ke jmenovité pevnosti lana. Pohonná stanice je vybavena ochranným krytem zamezujícím vtažení končetiny mezi lano a kotouč a vybavena čidlem rychlosti lana, které vypne pásový vlek při nedovoleném překročení rychlosti.

Poháněcí stanice se skládá z těchto hlavních celků:

Rám, převodovka, spojka, elektromotor, brzda, hnací kotouč, kotvení, směrová kladka.

Vratná stanice

Vratná stanice se umísťuje na dolním konci tratě pásového vleku a slouží rovněž k napínání tažného lana.

K napínání tažného lana je nejlépe možno použít závaží, ale je nutno zajistit jeho dostatečnou volnou dráhu, aby nedošlo k dosednutí závaží na počvu nebo nějakou překážku. Vratná stanice je většinou vybavena čidlem, které hlídá nadměrné prodloužení nebo přetržení tažného lana. Napínací sílu je nutno určit v projektu pro zajištění požadované trakční síly poháněcí stanice. Vratný kotouč musí být v krajních polohách zajištěn proti vyjetí ze svého vedení. Stejně jako poháněcí, tak i vratná stanice musí být vybavena ochranným krytem zamezujícím vtažení končetiny mezi lano a kotouč.

Trat'

Trat' pásového vleku se skládá z ocelových svařovaných pražců a dřevěných průvodnic. Pražce jsou kotveny do počvy. Průvodnice jsou k pražcům šroubovány rovnoběžně

vůči sobě. Na obou koncích tratě se rozbíhají a tvoří ochranu proti přejetí vozíků při případném selhání ovládacího prvku.

Součástí tratě jsou i naváděcí kladky, které jsou umístěné u poháněcí a vratné stanice, dále také vodící kladky, které počtem odpovídají délce trati a naváděče lana k podepření dolní větve lana. Bočnice kladek přesahují okraje kladek a tvoří tak zábranu proti vtažení ruky při náhodném dotyku. Na obou koncích je trať zakončena nárazníkem kotveným do počvy.

Tažné lano

Lana a provazy splétané z rostlinných vláken byly lidstvu známy už ve starověku. Jejich využití v mořeplavbě, nebo k dopravě kamenných kvádrů při stavbě pyramid, bývá v této souvislosti uváděno nejčastěji. Nejstarší nález drátěného lana pochází z archeologických vykopávek v Pompejích zničených výbuchem sopky Vesuv v roce 79 n.l. 4,5 m dlouhý kus lana, uložený v muzeu v Neapoli, je vyroben z ručně tepaných bronzových drátů průměru kolem 0,75 mm. Lano je třípramenné, s 19 dráty v každém prameni. Pro pásový vlek se používá ocelové lano o průměru minimálně 15 mm souběžné konstrukce, zpravidla pravé, stejnosměrně vinuté. Lano je spojeno lanovými úvazky s brzdícím systémem a s vozíkem. Počáteční bezpečnost lana a spojovacích zařízení je nejméně 6 násobná vzhledem k maximálnímu statickému tahu pohonné stanice, zvětšenému o předpětí v laně.

Doprava lanem může být zajišťována:

- lanem otevřeným
- lanem nekonečným

Brzdící systém

Slouží k zachycení pásového vleku při přetržení lana. Je spojen většinou řetězy s horním koncem pásového nosiče a opatřen lanovým úvazkem a brzdícím pružinovým mechanismem s hydraulickým tlumičem.

Pásový nosič

Pásový nosič je tvořen dopravním pásem, korytkovitě prohnutým o určité šířce (většinou 800

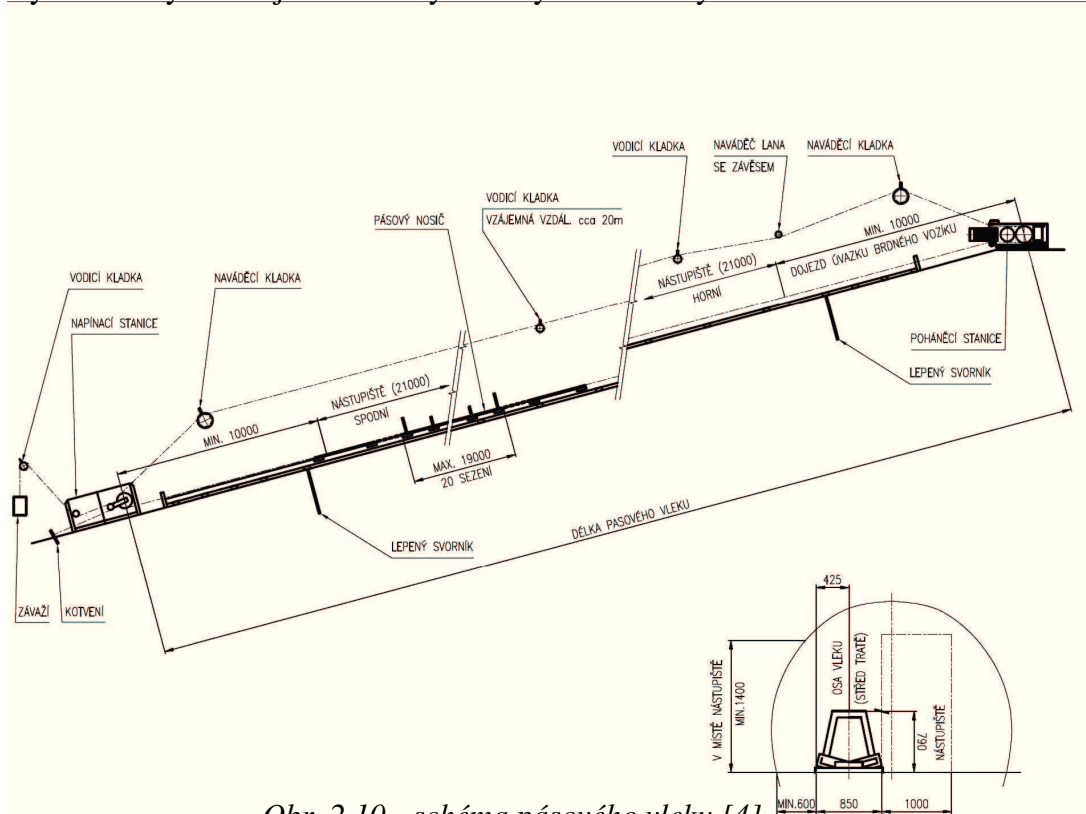
mm),. Přepážkami (sedačkami) je rozdělen na jednotlivé úseky, do kterých se usadí přepravované osoby. Horní konec pásového nosiče je spojen řetězy s vozíkem brzdícím

Zabezpečovací a elektrické vybavení

Slouží k zajištění provozu vleků. Je určeno pro ovládání jízdy vleků, havarijní zastavení a zablokování dalšího pohybu vleků jak podél trati, tak ve stanicích a k vzájemnému blokování provozu vleků a závěsné dopravy. Dále ovládá činnost brzdy, chod lana a koncovou polohu vratného kotouče.

Před spuštěním pásového vleků vysílá výstražný signál, který trvá nejméně 20 sekund, slyšitelný po celé délce trati. Podél celé trati pásového vleků musí být, stejně jako u pásového dopravníku, vedeno blokovací lanko, pomocí něhož lze zatažením za toto lanko v jakémkoliv místě vypnout pásový vlek. Blokovací lanko musí být snadno dosažitelné přepravujícími se osobami a úchyty lanka nesmí bránit funkci zařízení.

Součástí bezpečnostního a elektrického vybavení, které doplňuje standardní vybavení pásového vleků, musí být i zařízení nouzového zastavení a nouzového vypnutí. Konstrukční požadavky na toto vybavení jsou uvedeny v českých technických normách.



Obr. 2.10 - schéma pásového vleků [4]

2.2 Bezpečnostní opatření v dole

Prudký rozvoj uhelného hornictví zejména od 60. let 19. století nejen u nás, ale i v řadě dalších zemí evropského i amerického kontinentu (jako důsledek intenzivního průběhu průmyslové revoluce) přinesl množství nových problémů nejen v části provozně technické, ale i v oblasti bezpečnosti práce. Signálem byl zejména stoupající počet katastrof především v uhelných dolech. Příčinou těchto katastrof byly převážně důlní požáry či exploze černouhelného prachu. V našich zemích vedly roku 1893 k vyhlášení celorepublikového zákonného opatření o povinném absolvování vysokoškolského montánního studia vedoucích báňských úředníků státních i soukromých důlních podniků (tzv. zákon o závodnících) a k ustanovení řady bezpečnostních vyhlášek. Až hrozivé katastrofy s velkými počty obětí však vedly k účinnějším snahám o bezpečnost v důlních provozech a o zvýšení kontroly nad dodržováním bezpečnostních opatření.

Hlavní rizika

Mezi hlavní příčiny problémů v dolech patří zejména důlní otřesy, nahromadění a zapálení metanu a prach. Velkým rizikem ovšem zůstává nadále lidský faktor, který často selhává.

Důlní otřesy

Důlní otřesy jsou trvalým rizikem spojeným s hornickou činností v sedlových slojích a jsou stálým nebezpečím dolů. I přes hluboké pochopení důlních mechanismů otřesů nelze stanovit taková preventivní opatření, která by jejich vznik zcela vyloučila. Prognóza důlních otřesů je dosud nevyřešeným světovým problémem, a to nejen v uhelných dolech

V roce 2008 byly zaznamenány 3 důlní otřesy, z toho jeden si vyžádal 2 lidské životy. Po roce 2007, kdy nebyl zaznamenán žádný důlní otřes, při kterém by došlo k pracovnímu úrazu, se tak toto jedno z hlavních rizik hornické práce v podzemí opět důrazně připomnělo.

Nahromadění a zapálení metanu

U činných dolů jsou uvolňované slojové i důlní plyny zejména metan, které exhalují do důlních prostor a jsou řízeně odváděny na povrch prostřednictvím hlavního větrání dolu resp. i degazace.

Metan v uhelných slojích vznikl při prouhelňování, to je za pochodů, jimiž se proměňovaly suchozemské a bažinaté rostliny v uhlí. Jestliže zůstaly rostlinné látky na povrchu země, podléhaly vlivu vzdušného kyslíku a vody a zatlívaly.

Metan patří mezi plyny fyziologicky inertní, tzn., že jeho vdechování je lidskému zdraví neškodné do té doby, pokud je v důlních větrech dostatek kyslíku. Nebezpečným pro organismus se stává tehdy, když vytlačí z důlních větrů kyslík (sníží jeho obsah) pod hranici, která je pro život člověka nezbytná.

Z hořlavosti metanu vyplývá jeho výbušnost ve směsi se vzduchem. V tom spočívá největší nebezpečí metanu, smíchán se vzduchem totiž tvoří výbušnou směs, která zapálením prudce vybuchuje.

Prach v dolech

Prach je možno definovat jako jemné tuhé částice libovolného složení, určité velikosti, které jsou rozptýleny v důlním ovzduší. Ke vzniku prachu dochází všude tam, kde je záměrně nebo nahodile vystavována tuhá látka působení vnějších sil. S prachem se setkáváme i tam, kde přímo nevzniká, protože může být na pracoviště ve větší či menší míře dopravován větrným proudem.

Vznik a přítomnost prachu na důlních pracovištích představuje jedno z velmi závažných rizik, které může v různé míře ohrožovat zdraví a životy pracovníků. Proto problematika prašnosti a boje proti výskytu prachu na důlních pracovištích představuje v hornictví jednu ze základních oblastí v oboru bezpečnosti a ochrany práce v dolech.

U pracovníků, kteří dlouhodobě přicházejí na důlních pracovištích do kontaktu s prachem, může dojít ke vzniku celé řady onemocnění, které se nazývá souborně pneumokoniózy, vznikající pronikáním některých druhů prachu do nejhlubších dýchacích cest a dlouhodobým negativním působením prachu.

Výbušnost uhlénoho prachu definujeme jako vlastnost prachu reagovat v rozvířeném stavu při určité koncentraci a při určité koncentraci a při dostatečném iniciačním zdroji se vzdušným kyslíkem za současně prudkého uvolnění energie.

Požáry v dole a na povrchu

Požáry představují trvale jednu z nejčastějších mimořádných událostí. V roce 2008 bylo nahlášeno orgánům státní báňské správy 8 požárů z toho 6 v dole (vždy endogenní požár v dole vzniklý v důsledku samovznícení uhelné hmoty). Této oblasti je věnována trvalá pozornost. Důlní požáry z vnějších příčin vznikají většinou v důsledku porušení bezpečnostních předpisů při práci s otevřeným ohněm a jsou nebezpečné zejména tím, že probíhají velmi rychle, snadno se šíří a produkují značné koncentrace nedýchatelných a hlavně jedovatých zplodin.

Větrání v dolech

Podstatnou součástí důlního ovzduší je atmosférický vzduch, který při proudění důlními díly mění více či méně své složení tím, že se směšuje s různými plynovými složkami. Kromě změn v chemickém složení důlního ovzduší dochází zvláště v hlubokých dolech k podstatným změnám fyzikálních parametrů, spočívajících především ve vzrůstu a tlaku.

Suchý atmosférický vzduch je směsí celé řady plynů, v níž asi 99% tvoří směs dusíku a kyslíku. Kromě těchto dvou plynů jsou v suchém vzduchu ve větším množství pouze argon a oxid uhličitý. Ostatní plynné složky jako vodík a vzácné plyny (neon, helium, krypton, xenon) jsou ve vzduchu v tak malých množstvích, že pro účely důlního větrání nemají prakticky význam.

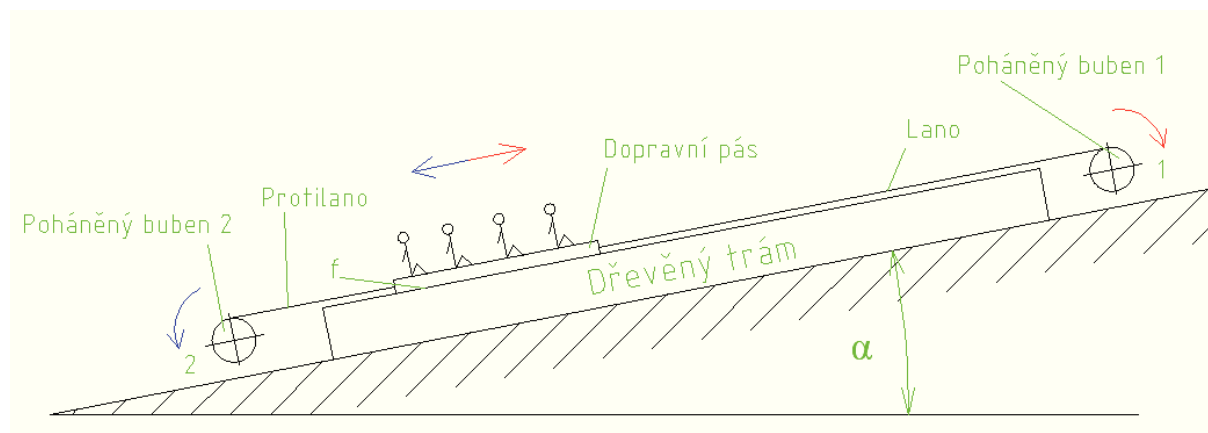
Správné a dokonalé větrání je jednou ze základních podmínek pro zdravou, bezpečnou a výkonnou práci v dolech. Se zřetelem na postup důlních prací větších hloubek nabývá problematika účinného a správného větrání stále většího významu. Správné důlní větrání nejen vytváří příznivé zdravotní a hygienické podmínky pro práci v dole, ale současně výrazně ovlivňuje výkon horníka a bezpečnost jeho práce.

3. Možné varianty řešení

Úkolem této kapitoly je vybrat z nabízených variant na základě kladů a záporů nejvýhodnější variantu dopravy osob pomocí pásového vleku.

1, Vlek pásu po dřevěných trámech

a) lanem a protilanem



Obr. 3.1 - schéma vleku s konečným lanem

Jedná se o dopravu osob na pásu, který je tažen lanem a protilanem po dráze ze dřevěných trámů. Dopravu můžeme rozdělit na dovrchní a úpadní. Při dovrchní dopravě pracuje poháněný buben 1, který namotává lano a táhne dopravní pás směrem nahoru. Poháněný buben 2 přitom pouze odvíjí namotané lano. Při dopravě úpadní je tomu přesně naopak. Poháněný buben 2 pracuje, navíjí a táhne protilano směrem dolů, a buben 1 lano odvíjí.

V případech jako je tento, kdy je pás vlečen po dřevěných trámech, je třeba zjistit, zda při přetržení lana dojde k samovolnému klesání pásu po dráze, nebo zda díky třecím odporům k pohybu nedojde. Tento jev je závislý na sklonu dráhy, tíze pásu a dopravovaných osob a na součiniteli tření mezi pásem a dráhou.

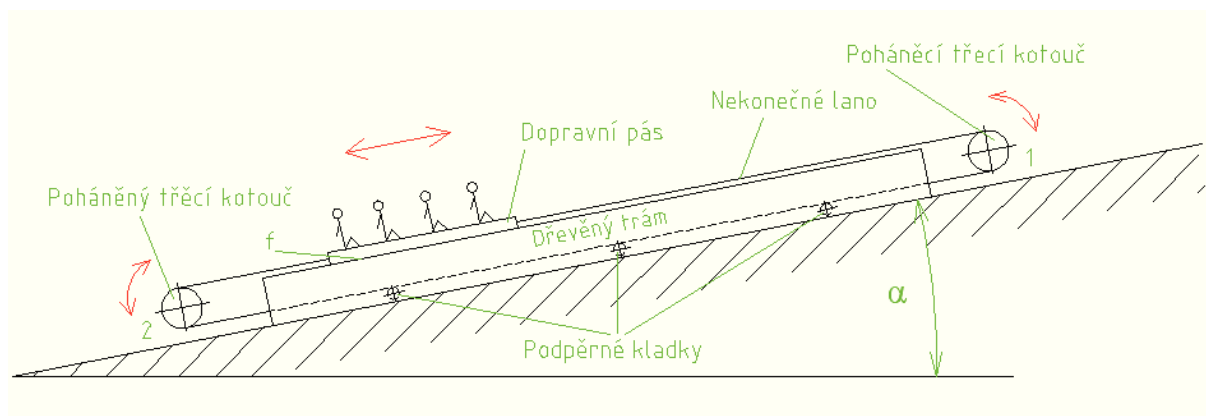
Výhody:

- jednoduchá konstrukce systému
- malé prostorové a finanční nároky

Nevýhody:

- poměrně velké odpory způsobené třením mezi pásem a dřevem (f)
- nutná přítomnost dvou motorů

b) s nekonečným lanem se spodním vedením



Obr. 3.2 - schéma vleku s nekonečným lanem se spodním vedením

Princip dopravy je stejný jako u předešlé varianty. Pás je vlečen po dopravní dráze, kterou představují dřevěné trámy. Tato varianta má pouze jeden motor. Tažná síla je tedy vyvolávána jak při dovrchní, tak při úpadní dopravě třecím kotoučem umístěným nahoře v bodě 1. Proto je použito jako tažného prvku nekonečného lana a namísto bubnů třecích kotoučů. Ve spodní větvi jsou umístěny podpěrné kladky pro vedení tažného lana.

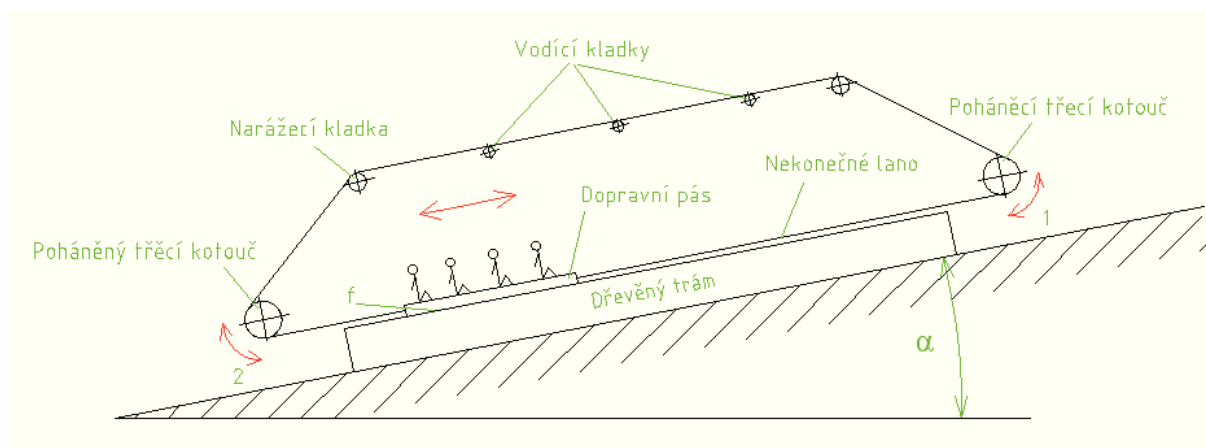
Výhody.

- nutný pouze jeden motor

Nevýhody:

- třecí odpory
- spodní vedení lana (špatná přístupnost k lanu ve vratné větvi)

c) s nekonečným lanem s horním vedením



Obr. 3.3 - schéma vleku s nekonečným lanem s horním vedením

Opět se jedná o dopravu s jedním motorem uloženým nahoře (bod 1). Rozdíl je pouze ve vedení nekonečného lana vodícími kladkami. Ty jsou uloženy v prostoru nad dopravním pásem, což může být výhodné v případech, kde není ve spodní části dostatek prostoru pro vedení lana. Kromě způsobu vedení lana se tato varianta neliší od vleku s nekonečným lanem s dolním vedením.

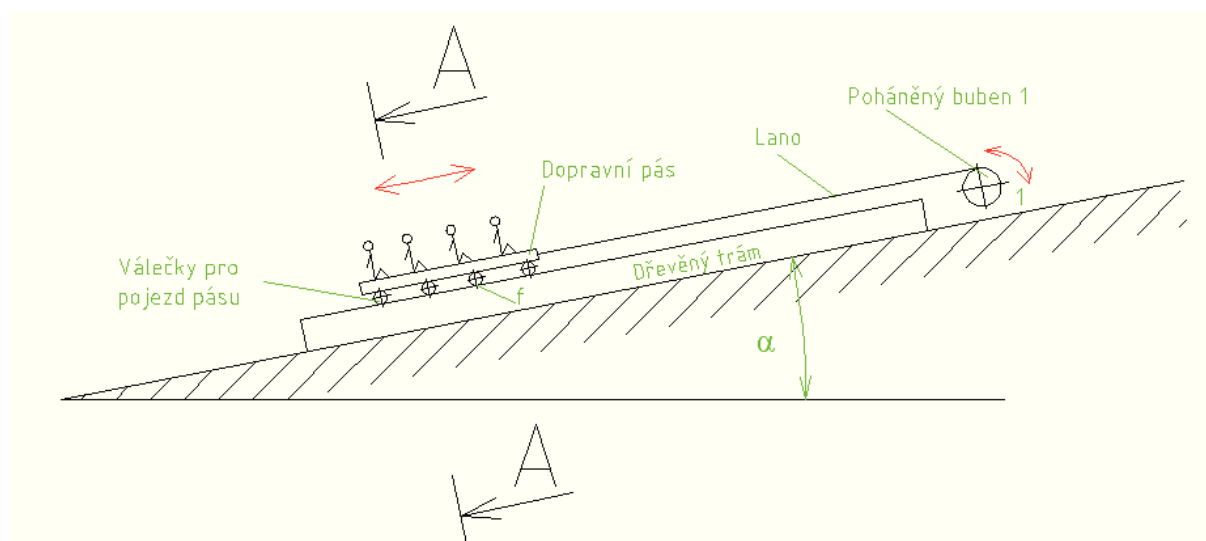
Výhody:

- možnost využití volného prostoru nad pásovým vlekem
- lano ve vratné větvi je v případě potřeby zcela přístupné
- použití pouze jednoho poháněcího třecího kotouče (1 motor)

Nevýhody:

- třecí odpory

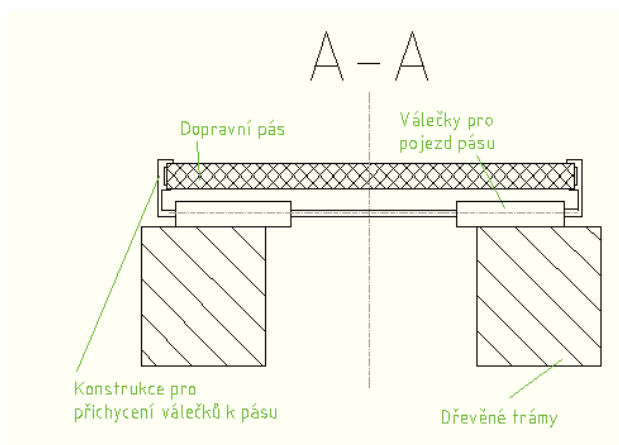
2, Vlek s válečky (doprava jedním otevřeným lanem)



Obr. 3.4 - schéma vleku s válečky

Výše zmíněné varianty se při návrhu konstrukce pásového vleku běžně používají. Nevýhodou u těchto variant jsou poměrně vysoké odpory způsobené třením mezi pásem a tratí. Proto jsem se jako další možné varianty řešení snažil vymyslet takovou konstrukci pásového vleku, u které by nedocházelo k tak velkým ztrátám vlivem tření.

Doprava je uskutečňována odvalováním válečků po dopravní trati. Je zde pouze jeden poháněný buben, který pracuje při dovrchní dopravě. Při úpadní dopravě dochází k pohybu dopravního pásu s přepravovanými osobami vlivem vlastní tíhy. Buben je tedy pouze brzděn, aby pohyb pásu nepřesáhl stanovenou maximální rychlost. Jak je vidět z obr. 3.5 válečky jsou připevněny speciální konstrukcí k dopravnímu pásu.



Obr. 3.5 - řez vleku s válečky

Jedná se o jednoduché řešení. Díky dopravním válečkům připevněným k pásu vzniká odpor z valivého tření, který není tak velký jako odpor vlivem tření pásu o dráhu. Zároveň je ale třeba vymyslet bezpečnostní opatření pro případ, že by se lano přetrhlo a dopravní pás s osobami by se nekontrolovatelně řítil dolů.

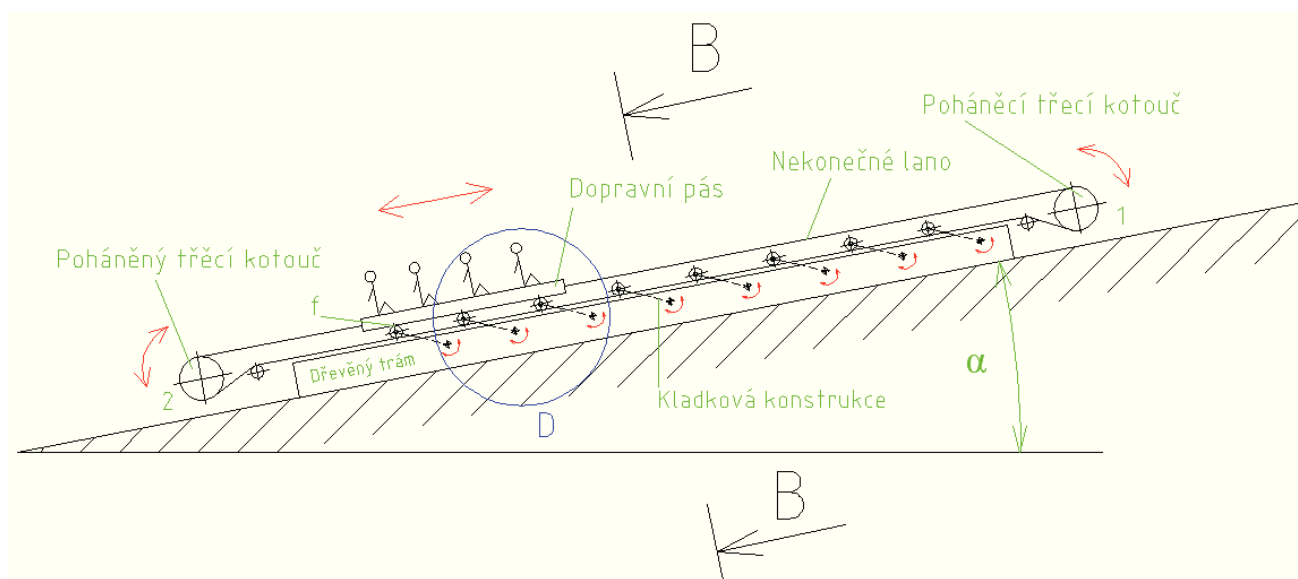
Výhody:

- snížení třecích odporů
- použití pouze jednoho hnaného bubnu, bez potřeby poháněného bubnu

Nevýhody:

- složitější konstrukce systému
- nutné vymyslet bezpečnostní systém, který zastaví pás, při přetržení lana
- rotující válečky nejsou vhodné pro důlní prostředí

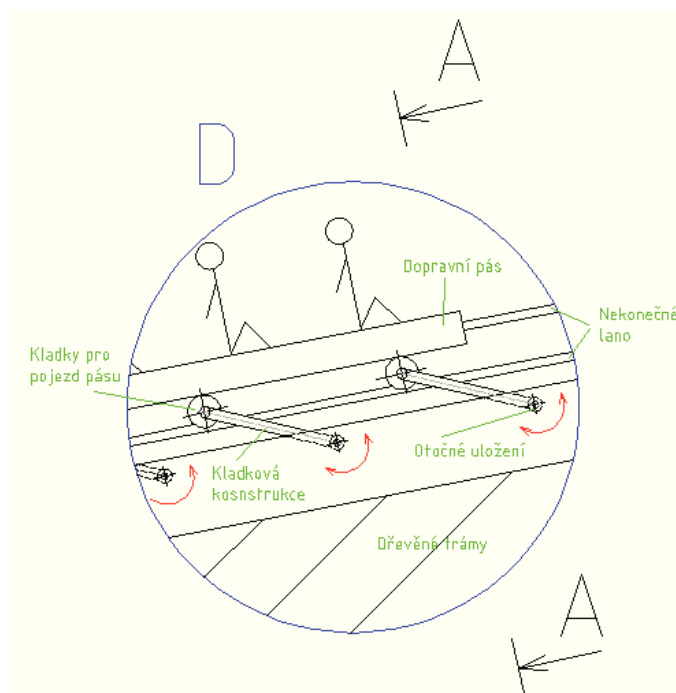
3, Vlek s kladičkami



Obr. 3.6 - schéma vleku s kladičkami

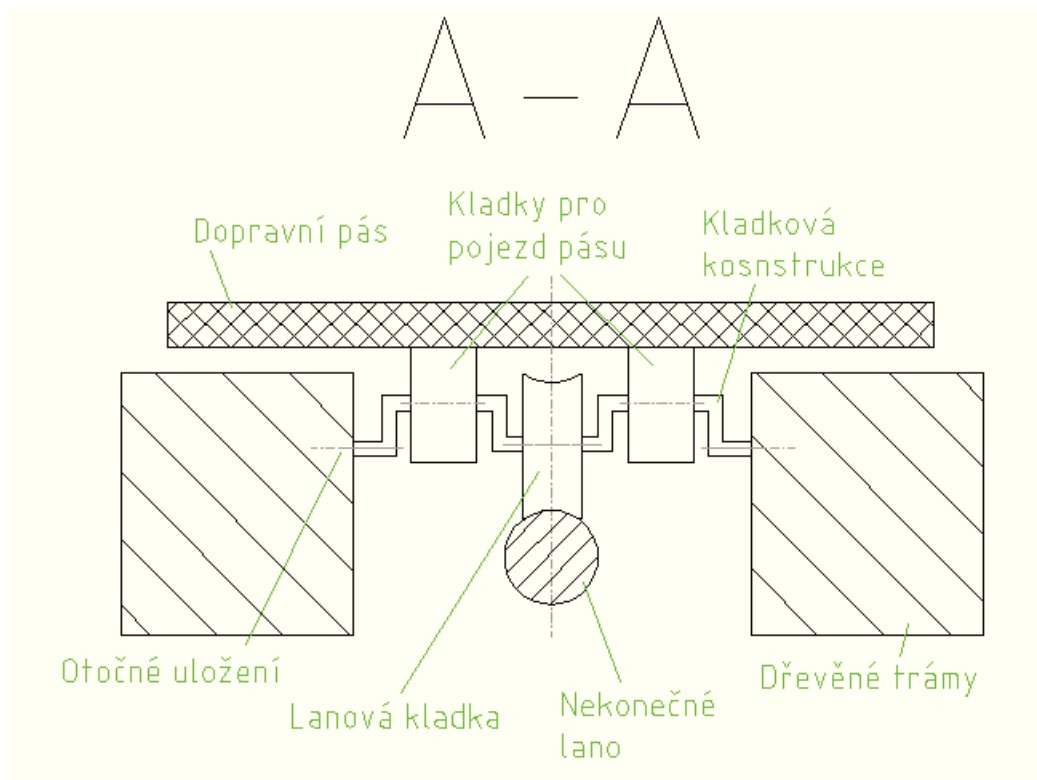
Dalším zajímavým řešením, jehož konstrukci jsem navrhl je pásový vlek pojíždějící po rotujících kladičkách. Osoby jsou dopravovány na pásu, který pojíždí na speciální kladkové konstrukci připevněné po celé délce k trámům. Tažná síla v laně při dovrchní dopravě je vyvolána třením mezi lanem a poháněcím třecím kotoučem umístěným nahoře (1). Při úpadní

dopravě je poháněcí třecí kotouč přibrzdován, aby nedošlo k překročení maximální stanovené rychlosti pásu.



Obr. 3.7 - detail vleku s kladičkami

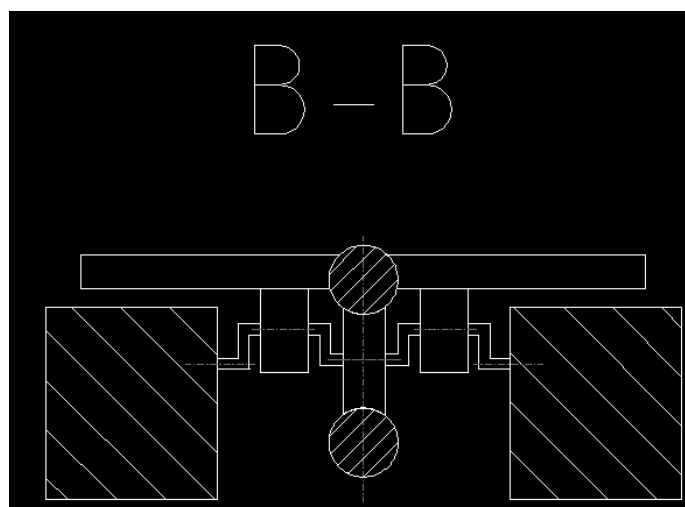
Princip kladkové konstrukce je jednoduchý. Jak je vidět z obr. 3.7 kladky pro pojezd pásu jsou připevněny na otočně uloženém rameni. Při dopravě jsou ramena v takové poloze, aby pás pojížděl po samotných kladkách a nedotýkal se dopravní tratě. Tuto polohu kladek zajišťuje napnuté lano ve spodní větvi, které podpírá lanovou kladku. Pokud by nastalo přetržení nekonečného lana, dojde ke ztrátě napětí v laně, lanová kladka nebude podpírána a kladky pod tíhou dopravního pásu a osob klesnou pod úroveň dřevěného trámu. Dopravní pás dopadne až na dřevěný trám a díky tření mezi pásem a trámem nehrozí nekontrolovatelný pohyb pásu s osobami jako u varianty s válečky. I zde samozřejmě může dojít k samovolnému pohybu pásu po trati jako u zmíněné varianty vleku s konečným lanem. Opět bude záležet na veličinách jako je tíha pásu s osobami, sklonu tratě a součiniteli tření mezi pásem a tratí.



Obr. 3.8 - řez vleku s kladičkami

Kladková konstrukce se skládá ze samotné konstrukce kladek, na kterých pojíždí pás a lanové kladky.

Tato varianta se vyznačuje složitější konstrukcí systému s vyššími finančními náklady, ale výhodou je vyřešení bezpečnosti při přetržení nekonečného lana a malé odpory z valivého tření díky použití kladek, na kterých pojíždí pás.



Obr. 3.9 - řez vleku s kladičkami

Na obr. 3.9 je vidět, že se lano v horní větvi opírá o lanovou kladku

Výhody:

- malé třecí odpory
- systém, který řeší problém s pohybem pásu při přetržení lana

Nevýhody:

- složitá konstrukce
- větší finanční náklady
- při malém tření mezi trámem a pásem je možné, že navržený bezpečnostní systém nebude fungovat a při přetržení lana dojde k pohybu pásu
- rotující kladičky nejsou vhodné do důlního prostředí
- nutnost předepjatého lana ve spodní větvi

3.1 Volba vhodné varianty

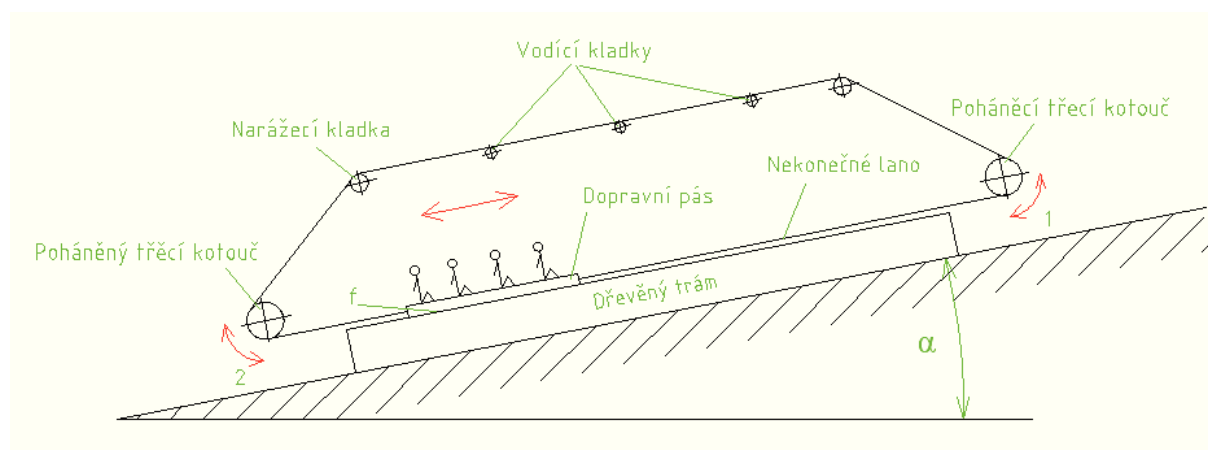
Z výše uvedených možností volím variantu vlek pásu po dřevěných trámech s nekonečným lanem s horním vedením, která se svou konstrukční jednoduchostí jeví jako nejlepší řešení z výše nabízených variant.

4. Konstrukční řešení pásového vleku

V této kapitole jsou konstrukčně řešeny hlavní části pásového vleku.

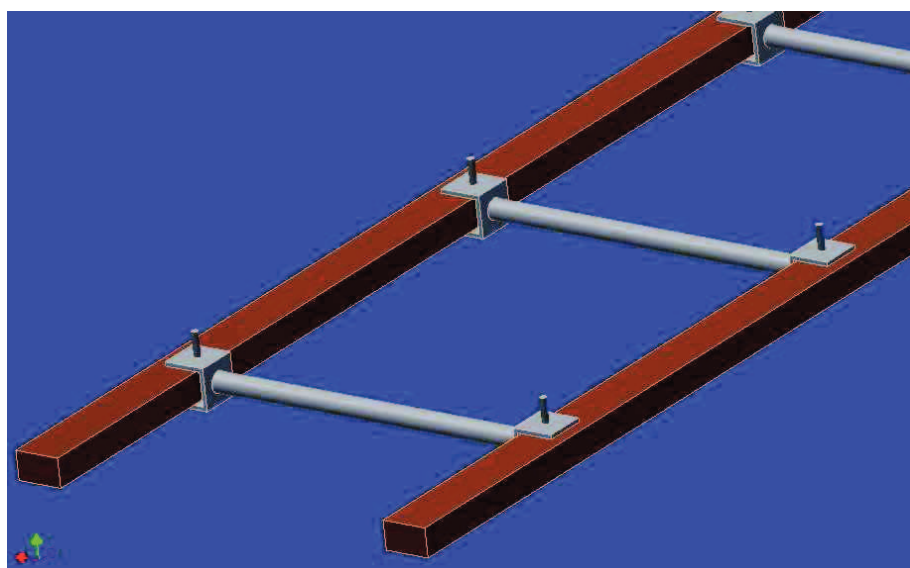
4.1 Pásový nosič (pás)

U zvolené varianty jsme předpokládali, že tažné lano je spojeno s dopravním pásem a ten se pohybuje po trati.



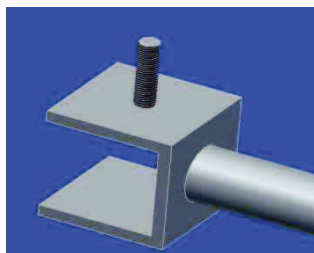
Obr. 4.1 – pásový vlek s nekonečným lanem s horním vedením

Tření mezi pryžovým pásem a dřevěným trámem je značně velké. Proto jsem zvolil variantu, kdy se po dřevěných trámech nepohybuje pryžový pás ale tzv. kluzné elementy z oceli. Dojde tak ke snížení tření mezi pásovým nosičem a tratí.

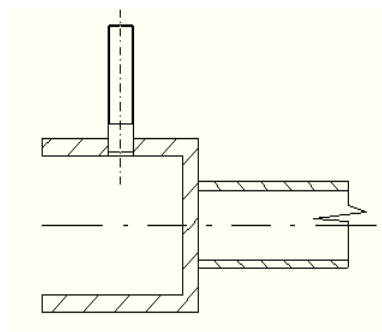


Obr. 4.2 - kluzný element pojíždějící po dřevěných trámech

Samotný kluzný element je svařenec, do jehož horní plochy je vyvrtána díra, do které je přivařena tyč a následně je na ní vytvořen závit. (viz obr. 4.3)

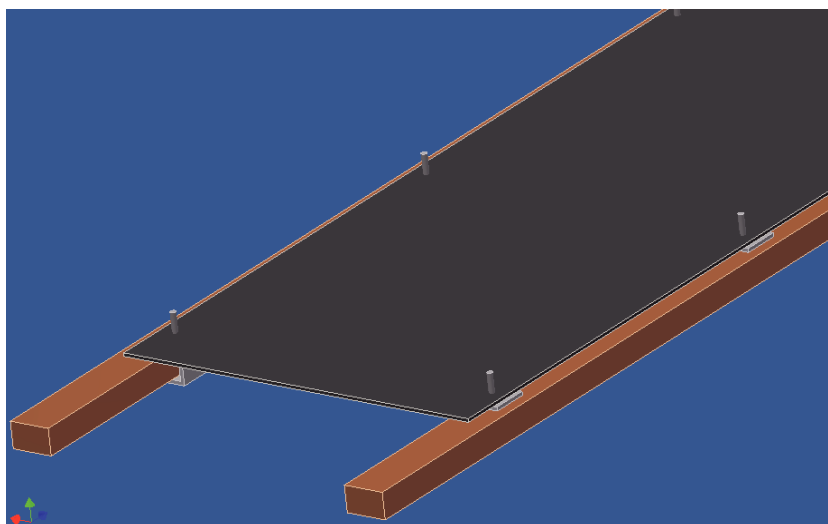


Obr. 4.3 - kluzný element



Obr. 4.4 - kluzný element vřezu

Na kluzné elementy je nasazen pryžový pás, který tak plní pouze nosnou funkci a tah z tažného lana bude přenášen do kluzných elementů.

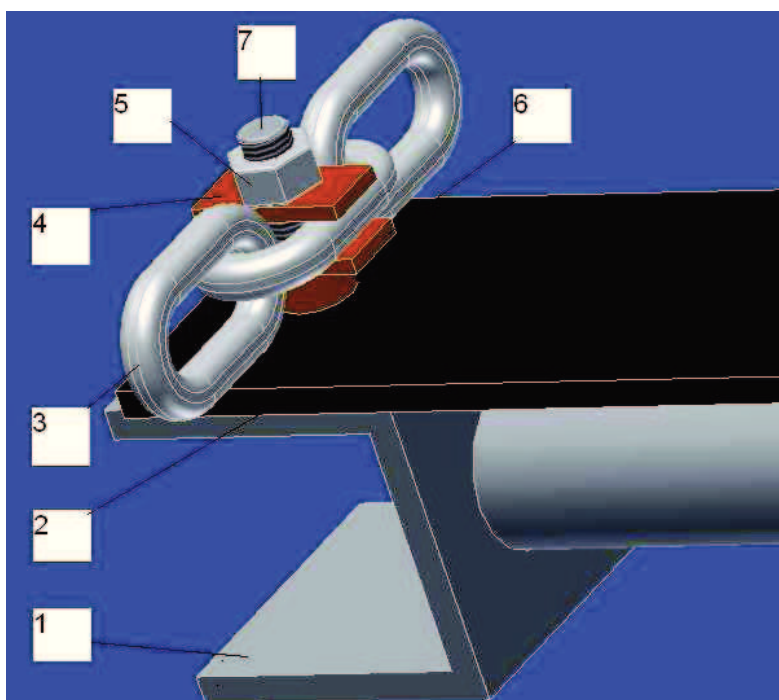


Obr. 4.5 - pásový nosič

4.1.1 Spojení kluzných elementů

Aby byly kluzné element schopny přenášet sílu z tažného lana, musí být mezi sebou spojeny.

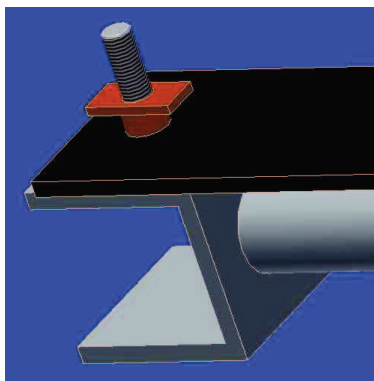
a, spojení tažnými řetězy



Obr. 4.6 - model spojení tažných řetězů s kluznými elementy

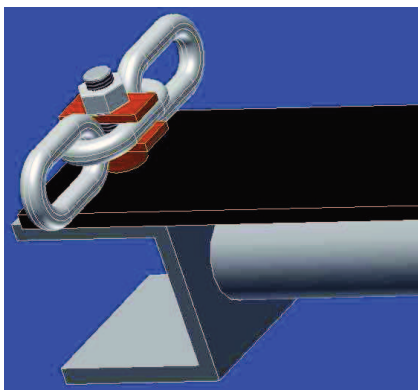
- 1- Kluzný element
- 2- Pás
- 3- Tažný řetěz
- 4- Horní podložka
- 5- Samojistná matice
- 6- Spodní podložka
- 7- Závítová tyč

Na kluzný element je nasazen pás (2), který je opatřen dírou o stejném průměru, jako je průměr závítové tyče. Pás je proti vertikálnímu pohybu zajištěn spodní podložkou (6).



Obr. 4.7 - kluzný element s nasazeným pásem a spodní podložkou

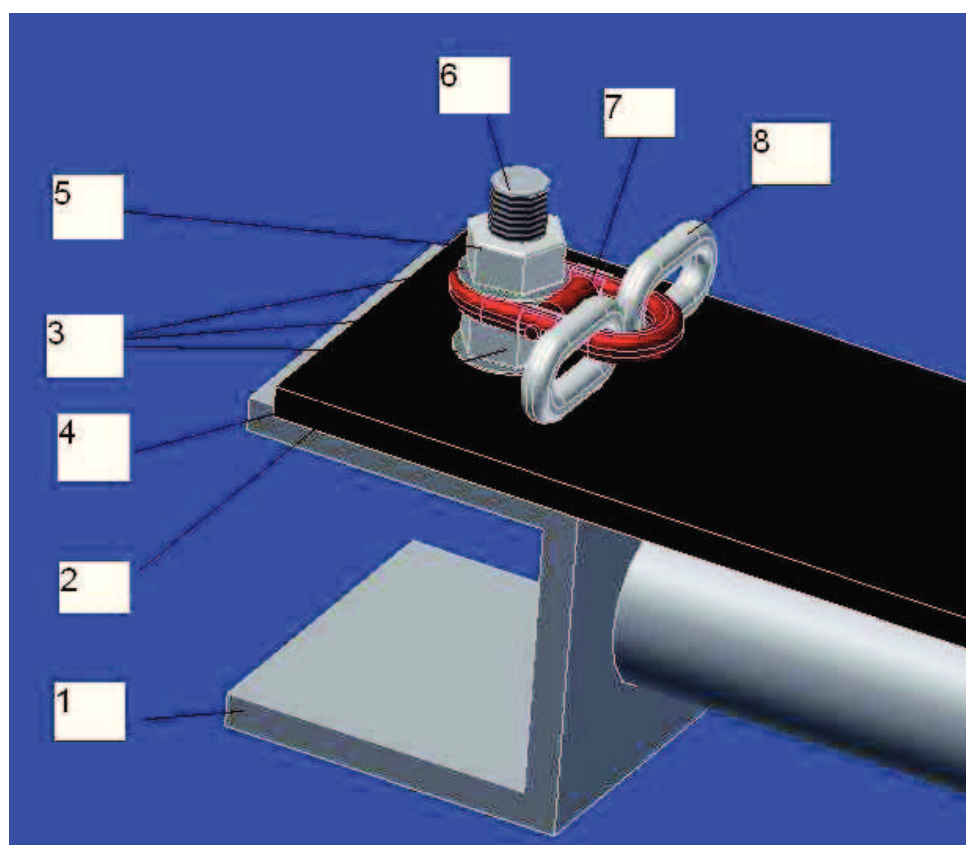
Na závitovou tyč je nasazen tažný řetěz (3), který je proti vertikálnímu pohybu zajištěn horní podložkou (4) a samojistnou maticí.(5)



Obr. 4.8 - spojení kluzných elementů a tažných řetězů

Z obr. 4.8 je zřejmé, že tažná síla v řetězech je přenášena na šrouby přivařené ke kluzným elementům. Je tedy nutné zvolit šroub takových parametrů, který toto napětí dokáže přenést.

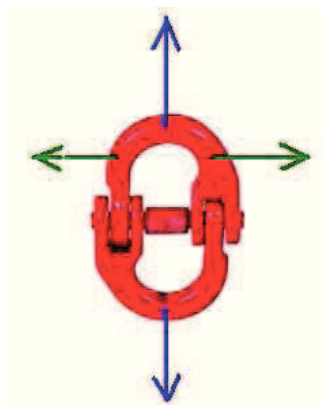
b, spojení VG členem



Obr. 4.9 - model spojení VG členem

- 1- Kluzný element
- 2- Pás
- 3- Podložka (3x)
- 4- Matice
- 5- Samojistná matice
- 6- Závítová tyč
- 7- Spojovací člen VG
- 8- Tažný řetěz

Jedná se o obdobný princip spojení jako u varianty 1, jen tažný řetěz není nasazen přímo na závítovou tyč, ale je se závítovou tyčí spojen pomocí spojovacího VG členu (7).



Obr. 4.10 - namáhání spojovacího VG členu

Při použití VG členu není jisté, zda by dokázal přenést síly tažných řetězů v požadovaném směru (rovnoběžný s osou čepu- zelené šipky), jelikož je navržen pro přenos sil ve směru kolmém k ose čepu (modré šipky).

Při výběru této varianty s VG členem by navíc nebylo možné použít celé řetězy, ale musely by být nařezány na jednotlivé části o určité velikosti.

Volba vhodné varianty

Z obou výše uvedených možností řešení volím variantu č. 1. - spojení tažnými řetězy. Která je oproti spojení pomocí VG členu jednodušší a pro podmínky v dole praktičtější.

4.1.2 Uchycení sedaček k pásovému nosiči

Sedačky slouží k opření osob při dopravě. Jelikož se každá osoba zároveň přidržuje sedačky před sebou, je logické, že počet sedaček musí být o jednu větší, než je počet přepravovaných osob. Sedačky jsou přichyceny k pásovému nosiči.

Návrh uchycení sedaček k pásu:

a) mechanickým spojením šroubem spojem

- rozebíratelný spoj (spojení šroubem, nebo spojení na principu zacvaknutí)
- dochází k porušení průřezu pásu

b) lepením (vulkanizací) – sedačka je přilepena k dopravnímu pásu (nedochází k poruše průřezu pásu, ale jedná se o nerozebíratelný spoj)

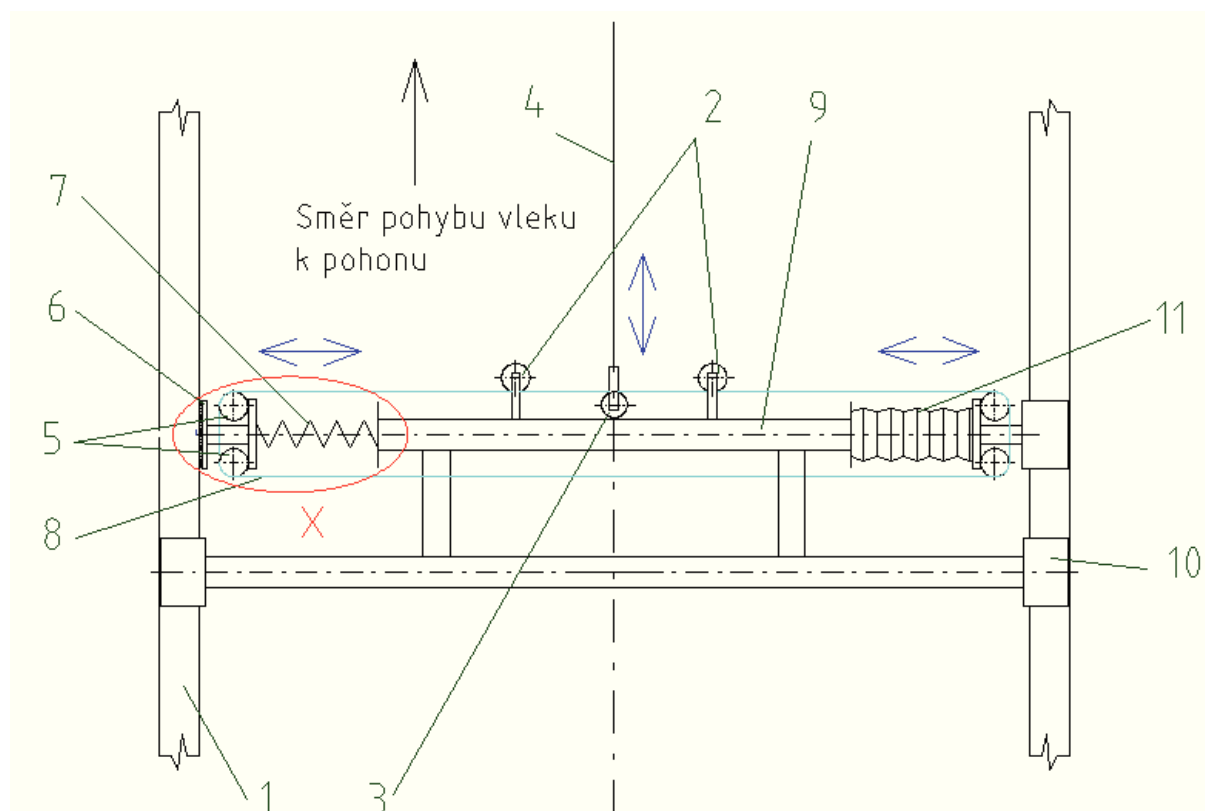
Jako nejjednodušší uchycení sedaček k pásu se jeví spoj pomocí šroubem. Při použití tohoto řešení sice dochází k porušení průřezu pásu, ale vzhledem k tomu, že pás plní pouze nosnou funkci a veškeré napětí je přenášeno řetězy, je tento fakt irelevantní.

4.2 Brzdňý systém

Brzdňý systém slouží k bezpečnému zastavení a zamezení pohybu pásového vleku v případě přetržení tažného lana.


Konstrukci brzdňého systému jsem se snažil vytvořit takovým způsobem, aby byla co nejjednodušší a zároveň splňovala požadovanou funkci. Vymyslel jsem proto jednoduchou svařovanou konstrukci, kde brzdňá síla je vyvolána mechanicky pomocí pružin.

Hlavní části brzdňého systému



Obr. 4.11 - schéma brzdňého systému

- 1- Pojezdový trám
- 2- Pevná opěrná tělesa
- 3- Posuvné tažné těleso
- 4- Tažné lano
- 5- Posuvná opěrná tělesa
- 6- Brzdná čelist
- 7- Brzdná pružina
- 8- Uzavřené bezpečnostní lano
- 9- Rozpěrná trubka
- 10- Kluzný element
- 11- Pryžový kryt pružiny

 - Možný posuv v naznačeném směru

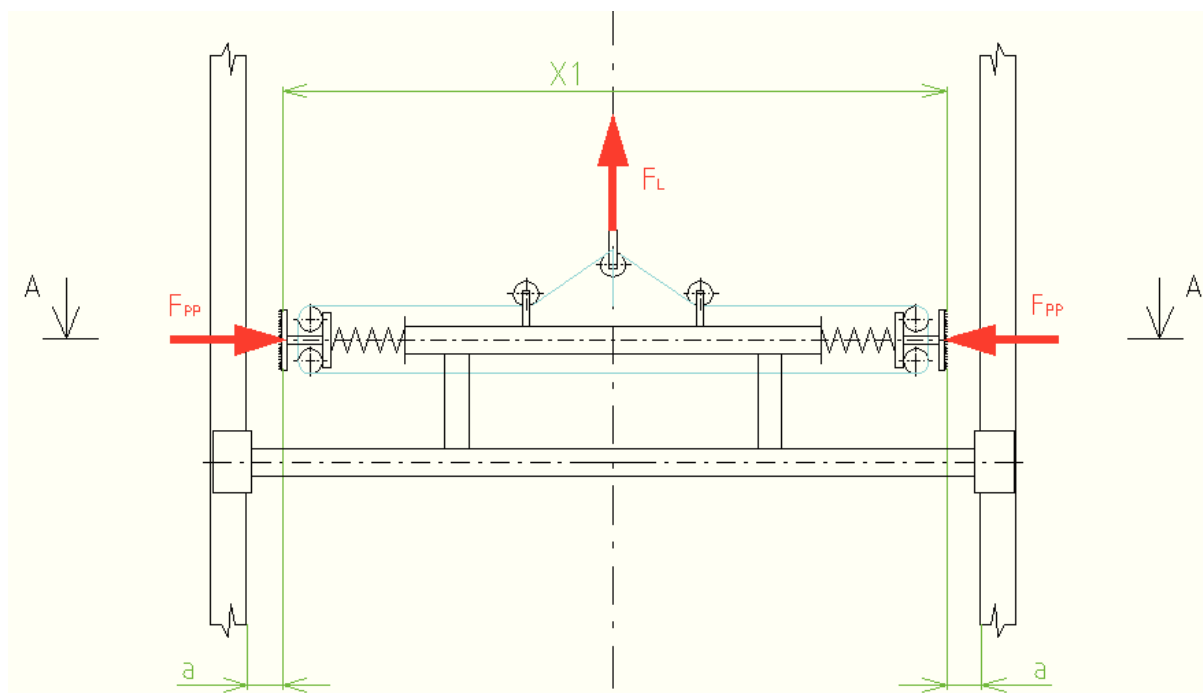
X – pohled na nezakrytovanou část systému pro jednodušší popsání principu funkce

Brzdící systém je tvořen bezpečnostním uzavřeným lanem (8), které je vedeno přes soustavu pevných a posuvných opěrných těles.

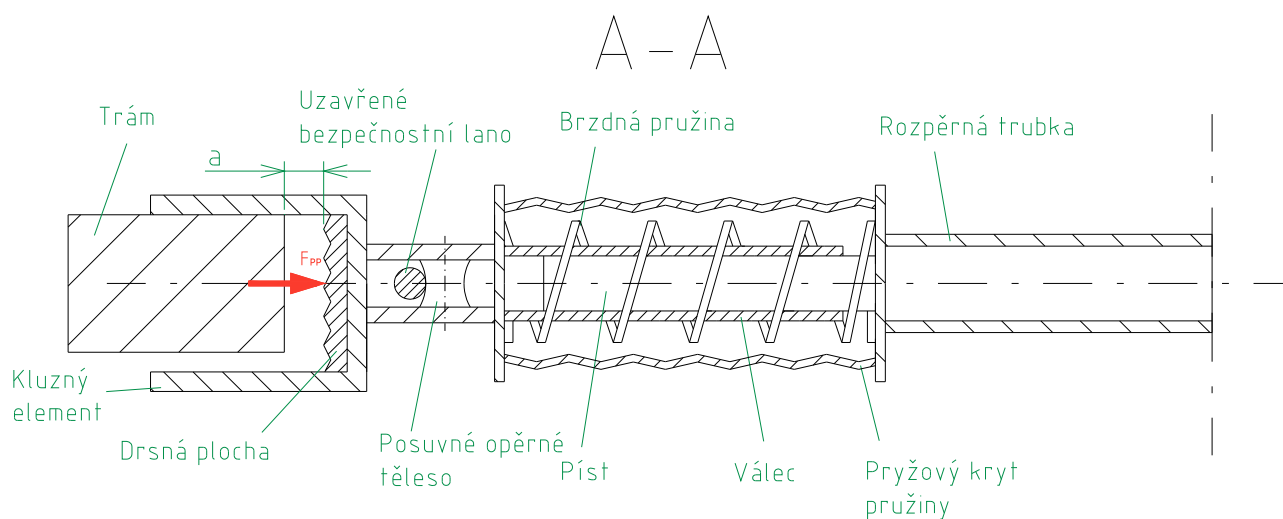
V přední části se nachází posuvné tažné těleso (3), které je pohyblivě uloženo a může vykonávat pohyb ve směru pohybu dopravy osob.

Tažné těleso je spojeno s hlavním tažným lanem (4). Při pohybu pásového vleku vzniká v tažném laně síla F_N , která posouvá tažné těleso a způsobuje tahové napětí v bezpečnostním laně. Napětí v laně způsobí, že brzdné pružiny jsou v dostatečné vzdálenosti od pojezdových trámů (vzniká vůle ``a´´) a pohyb pásového vleku není přibrzdován třením mezi brzdými čelistmi (6) a trámy (7). Brzdné čelisti jsou odtlačovány od trámů i v případě kdy pásový vlek není v pohybu, což je způsobeno tahovou silou v tažném laně, vyvolanou napínáním poháněného třecího kotouče. Celá konstrukce brzdného systému je přivařena k prvnímu kluznému komponentu (10) pásového nosiče.

Pro přehlednost uvádím další obrázky bez zakrytování pružiny.



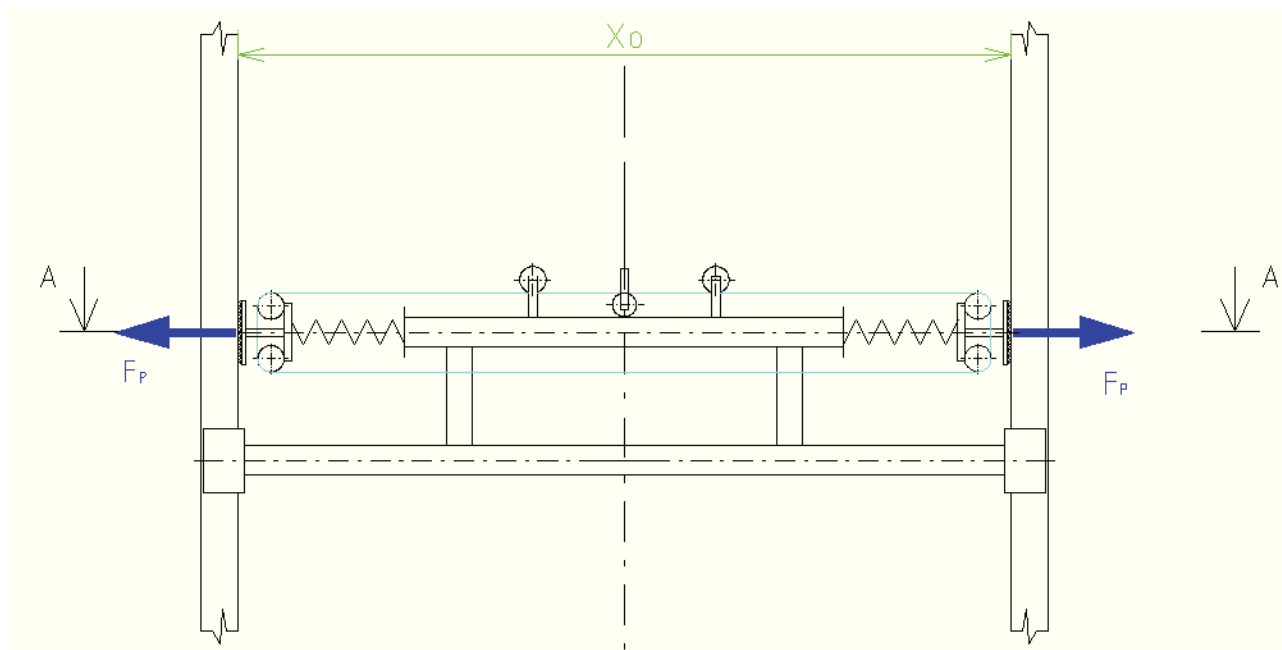
Obr. 4.12 - schéma brzdícího systému v pracovním cyklu



Obr. 4.13 - zjednodušené schéma brzdícího systému v pracovním cyklu

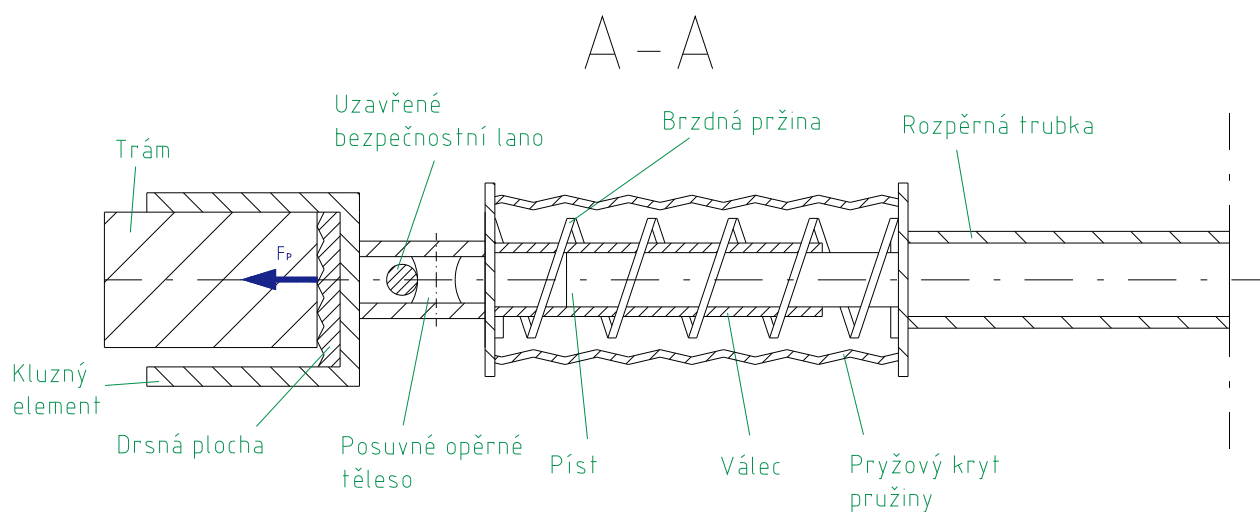
Při přetržení lana, (ať už tažného, nebo bezpečnostního), dojde ke ztrátě napětí v laně a k navrácení tažného tělesa do původní polohy. Nástrojové pružiny už pak nejsou stlačovány,

naopak začnou tlačit brzdné čelisti na pojezdové trámy a vlivem tření mezi čelistmi a trámy dojde k zastavení pohybu pásového vleku.

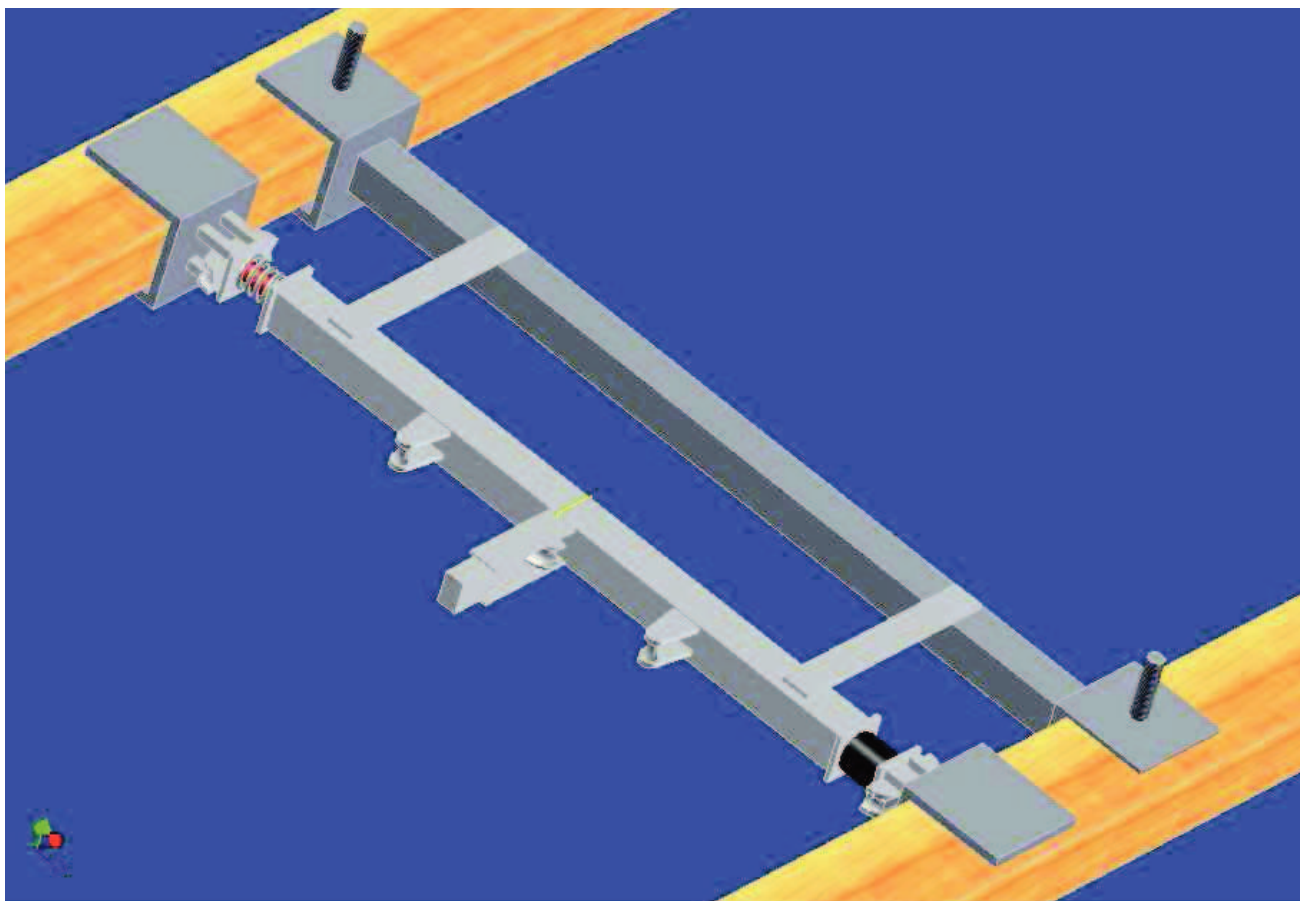


Obr. 4.14 - schéma brzdícího systému při havarijní situaci (přetržení lana)

Vedení brzdící pružiny je zajištěno pomocí pístu, který se pohybuje ve válci, jak je patrné z níže uvedeného obrázku.



Obr. 4.15 - zjednodušené schéma brzdícího systému v řezu při havarijní situaci



Obr. 4.16 - model brzděho systému

4.3 Naváděcí a vodící kladky

Naváděcí a vodící kladky slouží k vedení a podepření tažného lana pásového vleku.

4.3.1 Výpočet kladkového odporu

Odpor vzniká vlivem valivého a ložiskového tření kladky.

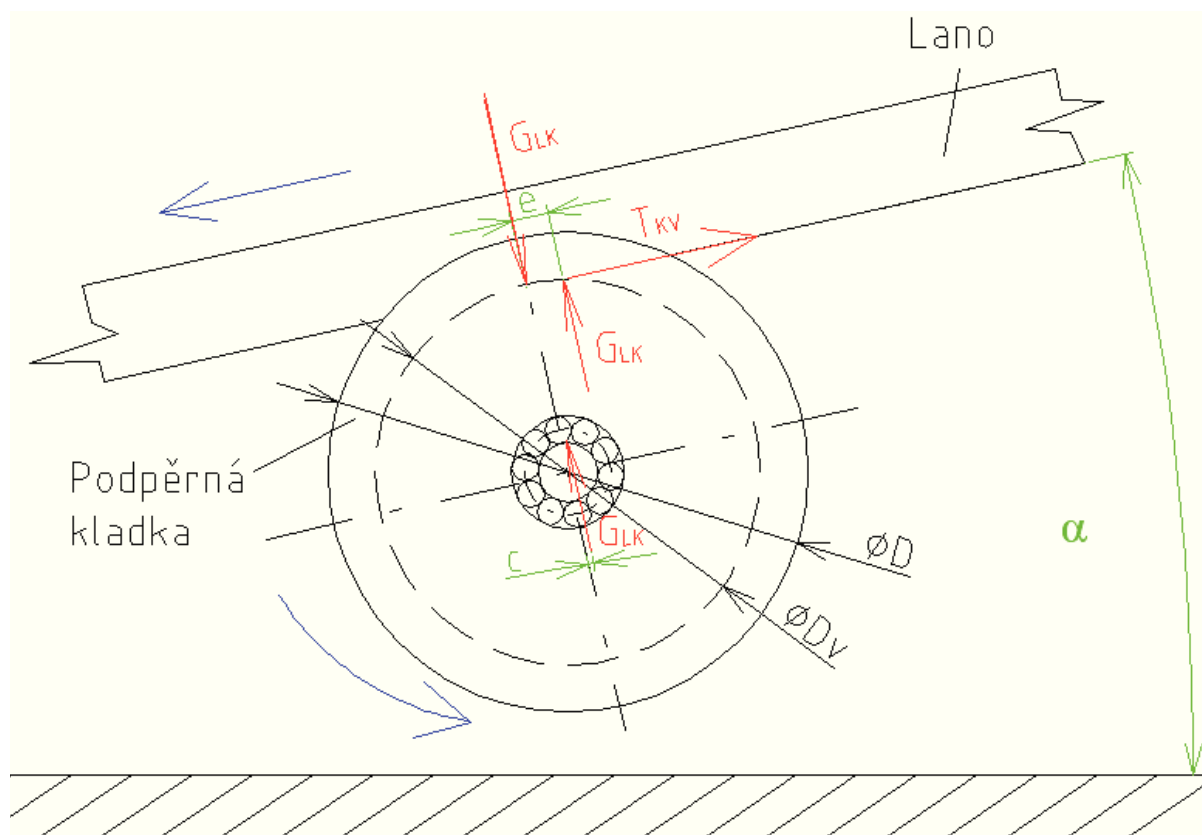
Volím kladku s kuličkovými ložisky Pro-Forst SRL-IF 16 10t



Obr. 4.17 - kladka Pro-Forst SRL-IF 16 10t [22]

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Max. průměr lana	d_{lana}	16	mm
Průměr kladky	d_{kladky}	160	mm
Hmotnost kladky	m_{kladky}	9	kg

Tab. 4.1 - parametry kladky



Obr. 4.18 - schéma podpěrné kladky

Vycházíme z podmínky:

$$\Sigma M_s = 0 \quad (4.1)$$

$$T_{KV} \cdot \frac{D_V}{2} - G_{LK} \cdot e - G_{LK} \cdot c = 0 \quad e - \text{rameno valivého odporu kladky [m]}$$

$$T_{KV} = G_{LK} \cdot \frac{(2 \cdot s + 2 \cdot c)}{D_V} \quad \text{pro ocel – ocel } e = 0,00005m - 0,00006m$$

$$\text{volím } e = \underline{0,00005 \text{ m}}$$

$$c - \text{rameno valivého odporu kuličkového ložiska [m]}$$

$$c = 0,000001m \text{ až } 0,000005m$$

$$\text{volím } e = \underline{0,000003 \text{ m}}$$

$$G_{LK} - \text{síla vyvolaná tíhou lana na jednu kladku [N]}$$

$$T_{KV} - \text{odporová síla [N]}$$

Odpor způsobený odvalováním kladky:

$$w_1 = \frac{(2 \cdot s + 2 \cdot c)}{D_V} \quad (4.2)$$

$$w_1 = \frac{(2 \cdot 0,000005 + 2 \cdot 0,000003)}{0,134}$$

$$w_1 = \underline{0,0008}$$

4.4 Bezpečnostní prvky

Pásový vlek musí být opatřen systémem pro bezpečné zastavení při dojetí do jedné z koncových stanic.

V obou koncích tratě (na dřevěných trámech) jsou nainstalovány senzory, které jsou propojeny s elektromotorem. Na pásovém nosiči je přišroubován jeden sensorový plech. Při dojetí do jedné ze dvou koncových stanic projede sensorový plech kolem senzoru, ten ho

zaznamená a přeruší přívod elektrické energie do elektromotoru, čímž dojde k zastavení pohybu pásového nosiče.

Pásový vlek je samozřejmě vybaven, stejně jako pásový dopravník, po celé délce trati blokovacím lankem. Při jehož zatažení v jakémkoli místě tratě dojde vypnutí pásového vleku.

4.5 Opatření proti možným nepříznivým jevům při provozu

Při dopravě osob pásovým vlekem, může dojít k mnoha jevům, které nepříznivě ovlivňují provoz dopravního zařízení. Mezi tyto jevy můžeme zařadit klopení a příčení kluzných elementů vzhledem k dopravní trati, tvořené dřevěnými trámy.

Trat' pásového vleku je navržena jako přímá a tažné lano je spojeno s brzdným systémem takovým způsobem, aby došlo k rovnoměrnému přenosu tažné síly do řetězů. Budou-li dodrženy výrobní postupy a konstrukční návrhy trati, neměly by tyto jevy nastat.

Pokud by se nějakým způsobem klopení či příčení na trati objevilo, je třeba navrhnout konstrukční prvky, které tyto nepříznivé jevy vyřeší. Takovým konstrukčním řešením mohou být válečky umístěné z obou stran trámů po délce dopravní trasy, které budou plnit funkci vedení pásu a zamezí tak jevům jako je příčení a klopení.

5. Výpočet pásového vleku

Kapitola obsahuje základní výpočty sloužící k návrhu jednotlivých komponent pásového vleku.

5.1 Určení celkové hmotnosti

Aby bylo možno vypočítat potřebnou tažnou sílu v laně, je třeba nejprve stanovit celkovou hmotnost.

Zadané hodnoty:

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Počet přepravovaných osob	n_{osob}	14	osob
Délka tratě pásového vleku	L_t	200	m
Úhel stoupaní tratě	α	25	°

Tab. 5.1 - zadané hodnoty

Celková hmotnost m_c

$$m_c = m_{osob} + m_{pásu} + m_{lana} + m_{kk} + m_{řet} + m_{bv} + m_{ok} \quad (5.1)$$

kde:

m_{osob} – celková hmotnost osob přepravovaných na pásovém vleku [kg]

$m_{pásu}$ - celková hmotnost pásu [kg]

m_{lana} - celková hmotnost tažného lana v pracovní větvi [kg]

m_{kk} - celková hmotnost kluzných elementů [kg]

$m_{řet}$ - celková hmotnost tažných řetězů [kg]

m_{bs} – celková hmotnost brzdného systému [kg]

m_{ok} - celková hmotnost ostatních komponent [kg]

Celková hmotnost osob přepravovaných na pásovém vleku m_{osob}

$$m_{osob} = m_{osoby} \cdot n_{osob} \quad (5.2) \quad n_{osob} - \text{maximální možný počet přepravených osob [-]}$$

$$m_{osob} = 95 \cdot 14 \quad n_{osob} \underline{=} 14 \text{ (dle zadání)}$$

$$m_{osob} = \underline{1330 \text{ kg}} \quad m_{osoby} - \text{průměrná hmotnost jedné osoby včetně vybavení [kg]}$$

Průměrná hmotnost jedné osoby včetně vybavení m_{osoby}

$$m_{osoby} = m_{člov} + m_{vyb} \quad (5.3) \quad m_{člov} - \text{průměrná hmotnost člověka [kg]}$$

$$m_{osoby} = 80 + 15 \quad m_{člov} \text{ volím } \underline{80 \text{ kg}}$$

$$m_{osoby} \underline{=} 95 \text{ kg} \quad m_{vyb} - \text{hmotnost nezbytného vybavení přepravované osoby}$$

(záchranný přístroj, svítilna, pracovní oděv, atd.) [kg]

$$m_{vyb} \text{ volím } \underline{15 \text{ kg}}$$

Celková hmotnost pásu $m_{pásu}$

Jelikož veškerá tahová síla vyvozená lanem je přenášena na tažné řetězy, plní pás v tomto případě pouze nosnou funkci.

$$m_{pásu} = m_{mp} \cdot L_{pásu} \quad (5.4) \quad m_{mp} - \text{hmotnost 1 metru pásu [kg} \cdot \text{m}^{-1}]$$

$$m_{pásu} = 12,1 \cdot 15 \quad m_{mp} = \underline{12,1 \text{ kg/m}} \quad (\text{viz tab})$$

$$m_{pásu} = \underline{181,5 \text{ kg}} \quad L_{pásu} - \text{délka pásu [m]}$$

$$\text{délku pásu volím } L_{pásu} = \underline{15 \text{ m}}$$

$$\text{šířku pásu } B_p = \underline{1 \text{ m}} \quad (\text{viz tab})$$

Typ / počet vložek	Šířka (mm) / krycí vrstvy (mm) / kategorie	Síla (mm)	Minimální průměr hnacího bubnu (mm)	Hmotnost (kg/bm)	Balení (info)	Jednotka
EP 400/3	400 / 4+2 / AA	9	315	4,84	100/200/400	bm
EP 400/3	500 / 4+2 / AA	9	315	6,05	100/200/400	bm
EP 400/3	500 / 3+2 / AA	8,5	315	5,47	100/200/400	bm
EP 400/3	600 / 4+2 / AA	9	315	7,26	100/200/400	bm
EP 400/3	650 / 4+2 / AA	9	315	7,87	100/200/400	bm
EP 400/3	800 / 4+2 / AA	9	315	9,68	100/200/400	bm
EP 400/3	1000 / 4+2 / AA	9	315	12,1	100/200/400	bm
EP 400/3	1200 / 4+2 / AA	9	315	14,52	100/200/400	bm
EP 400/3	1400 / 4+2 / AA	10,8	315	17	100/200/400	bm
EP 400/3	1500 / 4+2 / AA	9	315	17	100/200/400	bm

Tab. 5.2 - parametry pásu [8]

Celková hmotnost tažného lana v pracovní větvi m_{lana}

Lano společně s řetězy představuje tažný prvek.

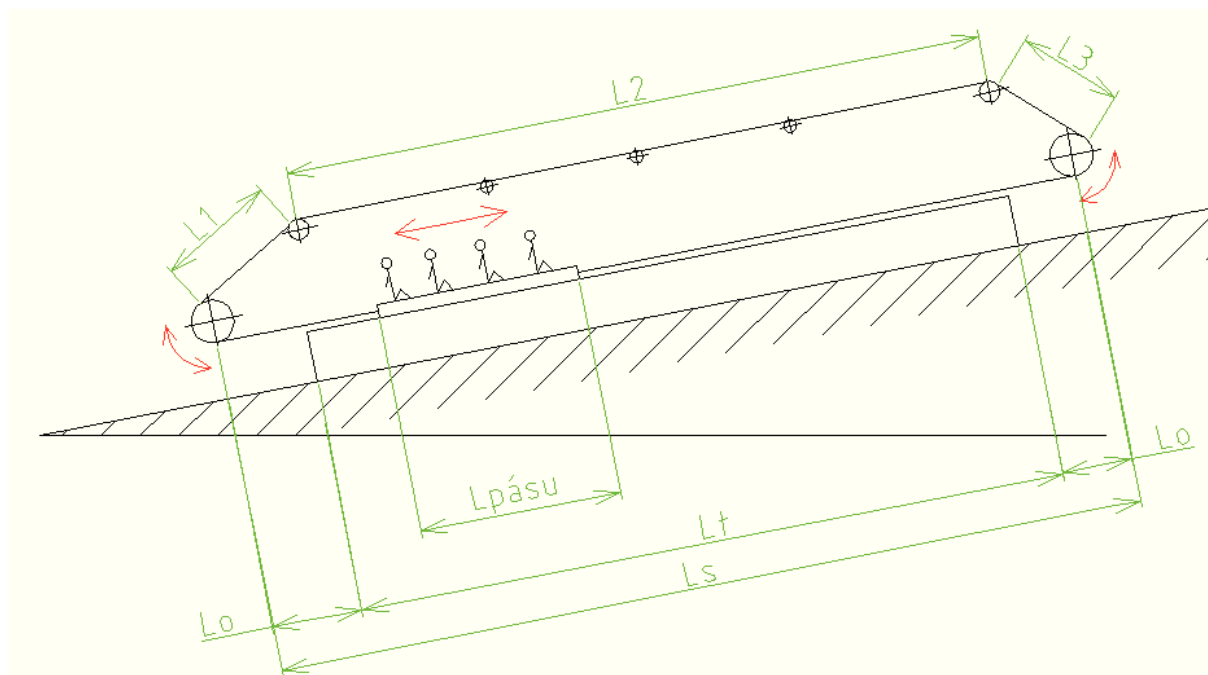
$$m_{lana} = m_{ml} \cdot (L_t + 2L_O - L_{pásu}) \quad (5.5) \quad m_{ml} - \text{hmotnost 1 metru lana [kg} \cdot \text{m}^{-1}]$$

$$m_{lana} = 0,98 \cdot (200 + 2 \cdot 5 - 15) \quad m_{ml} = \underline{0,98 \text{ kg/m}}$$

$$m_{lana} = \underline{191,1 \text{ kg}} \quad L_t - \text{délka tratě pásového vleku [m]} \quad (\text{dle zadání})$$

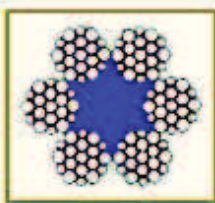
$$L_O - \text{délka lana od konce tratě k třecímu kotouči [m]}$$

$$\text{volím } L_O = \underline{5 \text{ m}}$$



Obr. 5.1 - jednoduché schéma pásového vleku pro stanovení délek lan

Šestipramenné ocelové lano - WARRINGTON - 114 drátů (6 x 19)



6 x 19 = 114 drátů (ČSN 02 4352, DIN 3059)

Průměr lana [mm ± 5 %]	Hmotnost [kg/m]	Jmenovitá únosnost lana v kN při jmenovité pevnosti drátu 1770 MPa
9,00	0,302	55,20
10,00	0,350	67,65
11,00	0,451	82,40
11,20	0,460	88,09
12,00	0,537	98,10
12,50	0,580	111,10
13,00	0,630	115,00
14,00	0,720	137,60
16,00	0,980	188,50
18,00	1,250	240,70
20,00	1,410	271,20
22,40	1,820	349,90

Tab. 5.3 - parametry zvoleného ocelového lana [9]

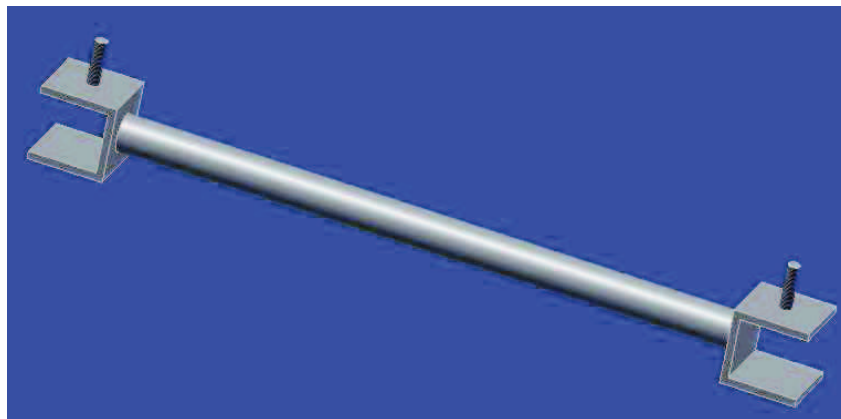
Celková hmotnost kluzných elementů m_{kk}

$$m_{kk} = m_{kk1} \cdot n_{kk} \quad (5.6) \quad m_{kk1} - \text{hmotnost jednoho kluzného elementu [kg]}$$

$$m_{kk} = 9,4 \cdot 15 \quad m_{kk1} = \underline{9,4 \text{ kg}} \text{ (zjištěno v programu Inventor)}$$

$$m_{kk} = \underline{141 \text{ kg}} \quad n_{kk} - \text{počet kluzných elementů [-]}$$

$$\text{volím } n_{kb} = \underline{15}$$



Obr. 5.2 – kluzný komponent

Celková hmotnost tažných řetězů $m_{řet}$

$$m_{řet} = m_{mřet} \cdot L_{řet} \cdot n_{řet} \quad (5.7) \quad m_{mřet} - \text{hmotnost 1 metru řetězu [kg]}$$

$$m_{řet} = 3,5 \cdot 15 \cdot 2 \quad m_{mřet} = \underline{3,5 \text{ kg/m}} \text{ (viz tab)}$$

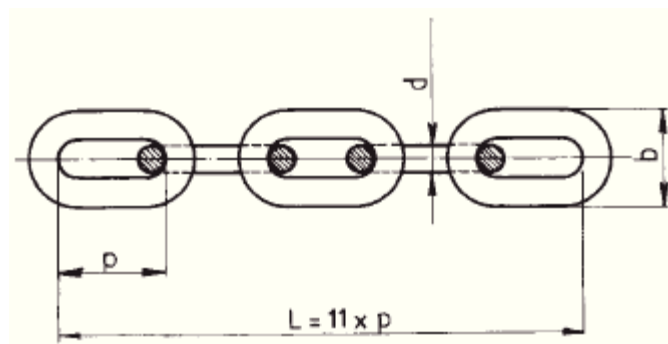
$$m_{řet} = \underline{105 \text{ kg}} \quad L_{řet} - \text{délka řetězu [m]}$$

$$\text{volím } L_{řet} = \underline{15 \text{ m}}$$

$$n_{řet} - \text{počet řetězů [-]}$$

$$\text{volím } n_{řet} = \underline{2}$$

Parametry zvoleného řetězu



Obr. 5.3 – tažný řetěz [10]

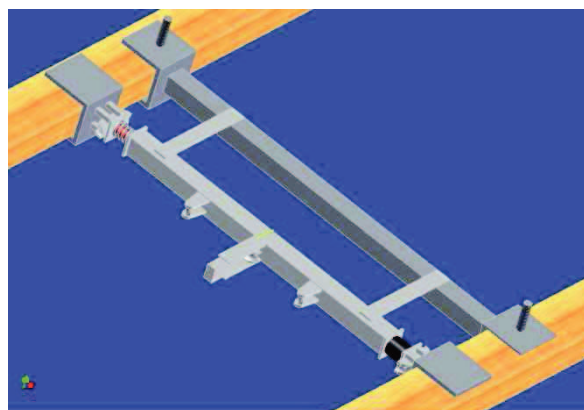
Číslo výrobku	Název, norma, jakost	tloušťka d mm	rozeč p mm	šířka		délka 11 x p mm	hmotnost		dovolené zátížení	zátížení	
				vnitřní a mm	vnější b mm		kg/m	kg/100 článků		zku- šební kN	trhací kN
d = 13 mm											
317 156 420 130	kalibrováný T3 DIN 764	13 ± 0,5	45 + 0,7 - 0,4	18 min	47 max	495 + 2,2 - 1,1	3,50	15,75	21,2 kN	53	85

Tab. 5.4 - parametry řetězu [10]

Celková hmotnost brzdného systému m_{bv}

$m_{bs} = \underline{20,3 \text{ kg}}$

Hmotnost zjištěna v programu Inventor.



Obr. 5.5 - model brzdícího systému

Celková hmotnost ostatních komponent m_{ok}

V této hmotnosti jsou zahrnuty všechny ostatní části pásového vleku (spojovací materiál, uchycení tažného lana k pásu, tažná konstrukce řetězů, apod.)

Volím $m_{ok} = \underline{20 \text{ kg}}$

Celková hmotnost m_c

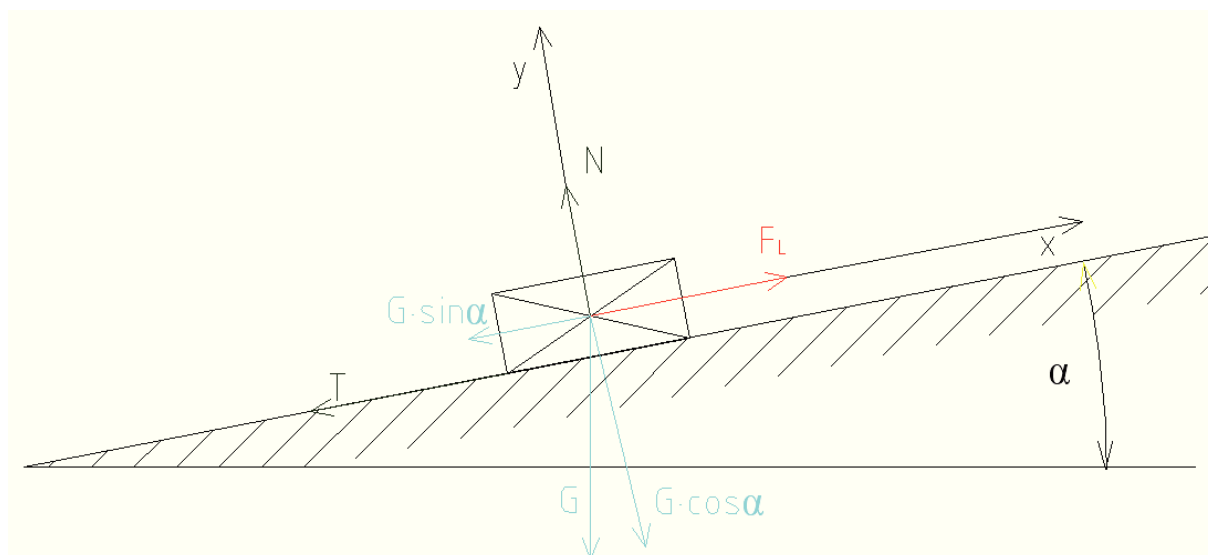
$$m_c = m_{\text{osob}} + m_{\text{pásu}} + m_{\text{laná}} + m_{\text{kk}} + m_{\text{řet}} + m_{\text{bs}} + m_{\text{ok}} \quad (5.8)$$

$$m_c = 1330 + 181,5 + 191,1 + 141 + 105 + 20,3 + 20$$

$$m_c = \underline{1980 \text{ kg}}$$

5.2 Předběžný návrh tahové síly F_L v laně pásového vleku

Vycházím z jednoduchého pohybu břemene po nakloněné rovině, kdy hmotnost všech komponent soustředí do těžiště břemene.



Obr. 5.6 - schéma pohybu břemene po nakloněné rovině

Vycházím z podmínky:

$$\sum F = m \cdot a$$

$$\underline{\sum F_x = m \cdot a} \quad \underline{\sum F_y = 0} \quad \underline{T = N \cdot f_B} \quad (5.9)$$

$$G \cdot \sin \alpha + T = F_L \quad N - G \cdot \cos \alpha = 0 \quad T = G \cdot \cos \alpha \cdot 0,35$$

$$19424 \cdot \sin 25^\circ + 6161 = F_L \quad N = \underline{G \cdot \cos \alpha} \quad T = 19424 \cdot \cos 25^\circ \cdot 0,35$$

$$F_L = \underline{14370 \text{ N}} \quad T = \underline{6161 \text{ N}}$$

f_B - součinitel tření mezi kluznými elementy a dřevěnými trámy [-]

$$f_B = 0,35 \quad [3]$$

$$G = m_c \cdot g \quad (5.10)$$

$$G = 1980 \cdot 9,81$$

$$G = 19424 \text{ N}$$

5.3 Pevnostní kontrola zvoleného lana

Ocelové lano je nutno z hlediska výpočtu považovat za složitý strojní prvek s kombinovaným namáháním jeho základního elementu- drátu. Při dimenzování lan se však vychází pouze z napětí vznikajícího z jeho namáhání tahem. Všechny ostatní vlivy- ohyb, kroucení, dynamické namáhání, podélné kmitání atd. se zohledňuje bezpečností lana. Výpočet lana se tedy obvykle redukuje na stanovení bezpečnosti, která je dána poměrem jmenovité únosnosti lana a maximálního statického zatížení lana.

$$k_{BV} = 1 \cdot \frac{N_j}{F_L} \quad [15] \quad (5.11) \quad N_j - \text{jmenovitá únosnost lana [N, kN]}$$

$$k_{BV} = 1 \cdot \frac{188500}{14370} \quad i - \text{počet nosných průřezů lana (počet lan) [-]}$$

$$k_{BV} = 13,1 \quad \text{volím } i=1$$

F_L – max. zatížení v tahu v laně [N, kN]

k_{BN} -bezpečnost lana dle normy

pro tažné lanovkové $k_{BN} = 5$ až 6 ,

$$\text{volím } k_{BN} = 6 \quad [15]$$

Podmínka:

$$k_{BV} \geq k_{BN} \quad (5.12)$$

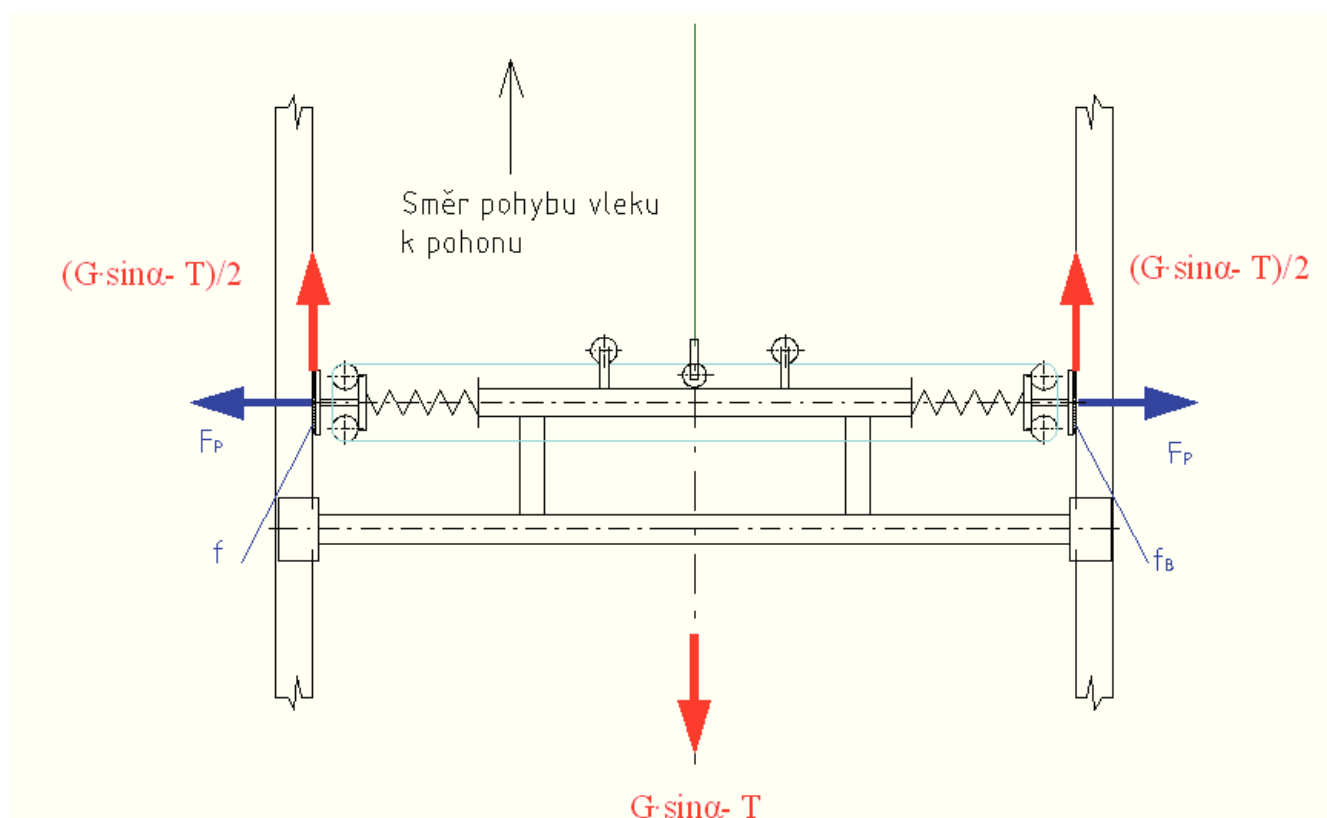
$$\underline{13,1 \geq 6}$$

Podmínka je splněna. Zvolené lano pevnostně vyhovuje.

5.4 Návrh brzdné pružiny

Cílem této podkapitoly je stanovit minimální napínací sílu brzdného systému, která zajistí dostatečnou vůli mezi brzdnými členy a tratí pásového vleku

5.4.1 Výpočet přítláčné síly



Obr. 5.7 - rozložení sil brzdného systému při přetržení lana

Při přetržení lana musí pružina vyvinout prostřednictvím brzdné čelisti na trám přítláčnou sílu F_p , která vyvolá třecí sílu, jejíž hodnota musí být větší nebo rovna hodnotě $\frac{G \cdot \sin \alpha}{2} - T$, aby došlo k zastavení pohybu pásového vleku.

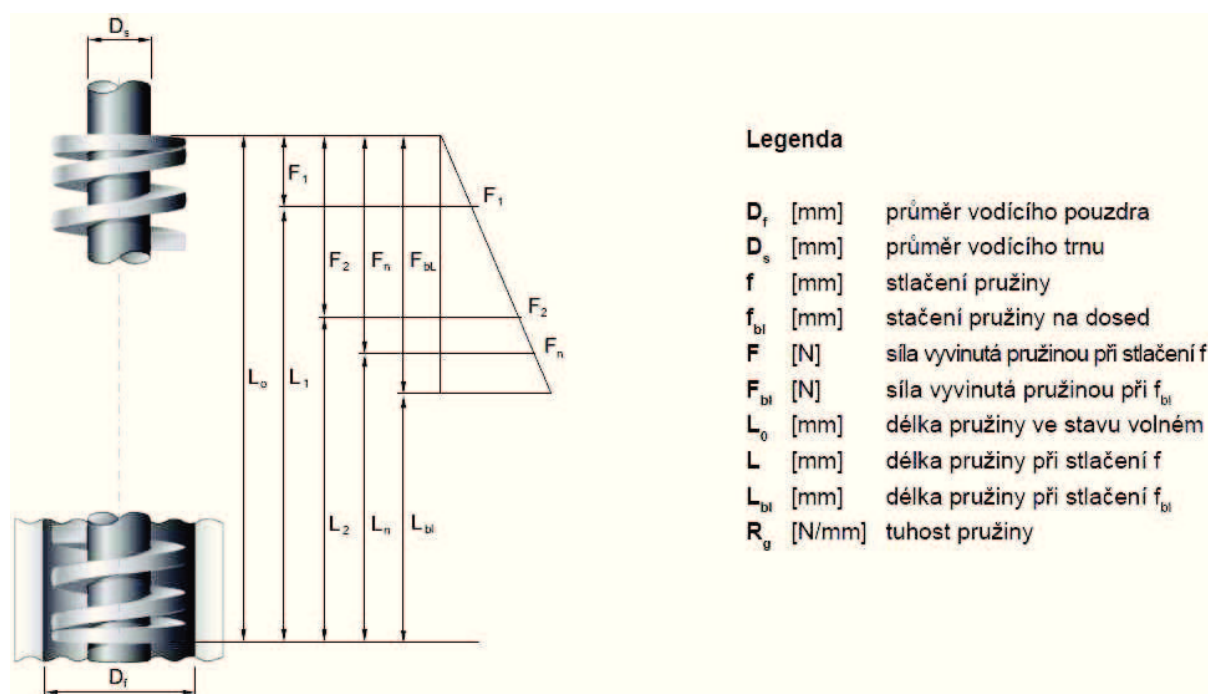
Matematické vyjádření:

$$\frac{G \cdot \sin \alpha - T}{2} = F_p \cdot f_B \Rightarrow F_p = \frac{G \cdot \sin \alpha - T}{2 \cdot f_B} = \frac{19424 \cdot \sin 25^\circ - 6161}{2 \cdot 0,33} = \underline{\underline{2926N}} \quad (5.13)$$

Volím nástrojovou pružinu.

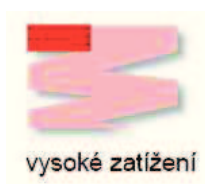
Nástrojové pružiny dle ISO 10243 jsou vyráběny z drátů obdélníkového průřezu. Pružiny mají pravé vinutí, vzdálenost mezi jednotlivými závity je konstantní, koncové závity jsou přihnuty a broušené. Jsou vyráběny výhradně z vysokojakostní chrom-vanadiové oceli dle DIN 17 221.

Nástrojové pružiny poskytují maximální výkon v minimálním prostoru. Jejich vysoká kvalita je zajištěna tepelným zpracováním v nejmodernějších zařízeních, kuličkováním, které zlepšuje kvalitu povrchu a výrazně tak zvyšuje odolnost pružiny proti únavě, a také pravidelnou kontrolou vstupního materiálu.



Obr. 5.8 - nástrojová pružina [13]

Nástrojové pružiny jsou rozděleny do čtyř základních skupin podle stupně zatížení, které jsou barevně rozlišeny: mírné zatížení - zelená barva; střední zatížení - modrá barva; vysoké zatížení - červená barva; velmi vysoké zatížení - žlutá barva.



D _r [mm]	D _e [mm]	L ₀ [mm]	R _e [N/mm]	L _{bl} [mm]	f _{bl} [mm]	13% fbl		30% fbl		45% fbl		62% fbl		80% fbl		Číslo zboží
						[mm]	[N]	[mm]	[N]	[mm]	[N]	[mm]	[N]	[mm]	[N]	
38	20	51	350,0	32	19	2,5	875	5,7	1995	8,6	3010	11,8	4130	15,0	5250	CF 38 x 51

Tab. 5.5 - parametry zvolené nástrojové pružiny [13]

Výpočet stlačení nástrojové pružiny při požadované síle F_p. Pro výpočet použijeme jednoduchou trojčlenku přímé úměry.

F_{bl} [N].....f_{bl}[mm]

F_p [N].....f_p ? [mm]

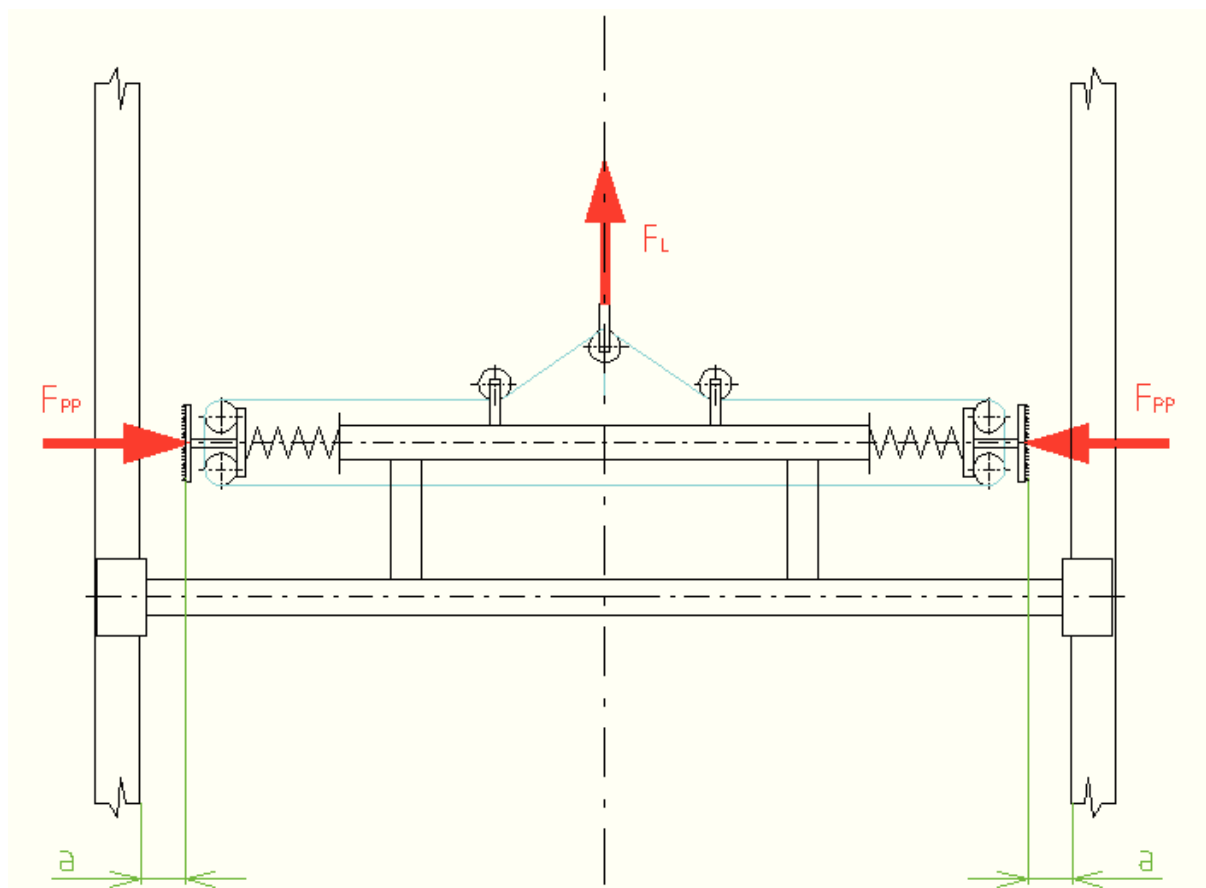
$$f_p = f_{bl} \cdot \frac{F_p}{F_{bl}} \quad (5.14)$$

$$f_p = 11,8 \cdot \frac{2926}{4130}$$

$$f_p = \underline{8,4 \text{ mm}}$$

Tlačné síle F_p 2926 N odpovídá stlačení pružiny f_p= 8,4 mm.

Síla F_p je přítlačná síla vyvozena pružinou, která způsobí zabrzdění pásového vleku. Při pohybu pásového vleku nesmí docházet ke kontaktu brzdných čelistí a trámů. Je tedy nutné pružinu stlačit ještě o hodnotu "a", aby mezi čelistmi a trámy vznikla vůle.



Obr. 5.9 - rozložení sil brzdného systému při stlačení pružin

Volím hodnotu $a = 3 \text{ mm}$.

Celkové stlačení pružiny:

$$f_{PP} = f_P + a \quad (5.15)$$

$$f_{PP} = 8,4 + 3$$

$$f_{PP} = \underline{11,4 \text{ mm}}$$

Síla F_{PP} vyvozená stlačením pružiny o vzdálenost f_{PP} pak bude:

$$F_P [\text{N}] \dots \dots \dots f_P [\text{mm}]$$

$$\underline{F_{PP} \text{ ?} [\text{N}] \dots \dots \dots f_{PP} [\text{mm}]}$$

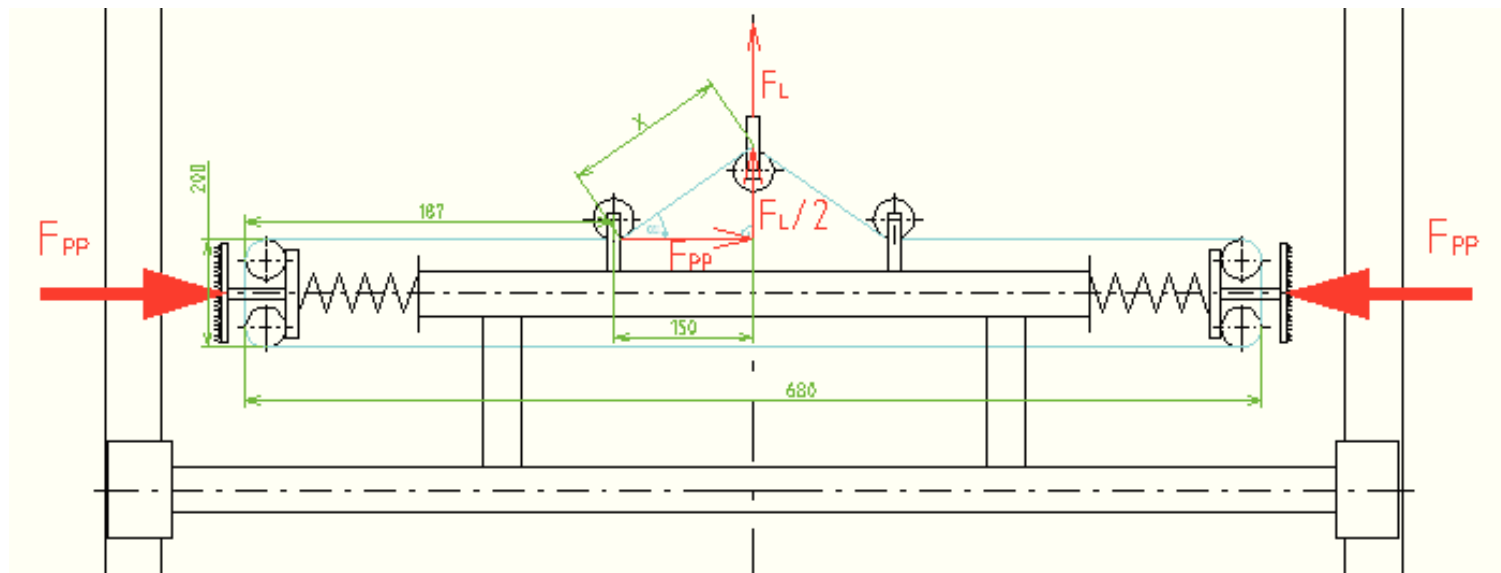
$$F_{PP} = F_P \cdot \frac{f_{PP}}{f_P} \quad (5.16)$$

$$F_{PP} = 2926 \cdot \frac{11,4}{8,4}$$

$$F_{pp} = 3971 \text{ N}$$

Tlačné síle $F_{pp} = 3971 \text{ N}$ odpovídá stlačení pružiny $f_p = 11,4 \text{ mm}$.

5.4.2 Výpočet potřebné minimální napínací síly F_L



Obr. 5.10 - schéma brzdného systému při stlačení pružin

Jedná se o minimální sílu v tažném laně, která musí být vyvozena, aby došlo k odpojení brzdných čelistí od trámů.

Stanovení hodnoty x

Obvod bezpečnostního lana

$$O_{LANA} = (680 + 200) \cdot 2 \quad (5.17)$$

$$O_{LANA} = 1760 \text{ mm}$$

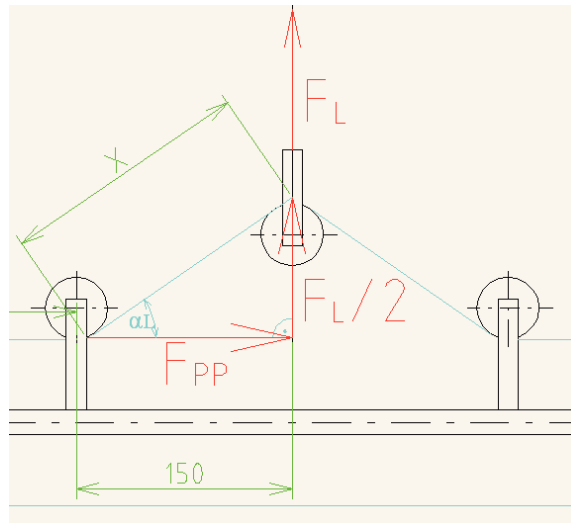
Výpočet hodnoty x při stlačení brzdných pružin

$$O_{LANA} = (680 - 2a) + 2 \cdot 200 + 2 \cdot (187 - a) + 2 \cdot x \quad (5.18)$$

$$x = \frac{O_{LANA} - (680 - 2a) - 2 \cdot 200 - 2 \cdot (187 - a)}{2}$$

$$x = \frac{0_{LANA} - (660 - 2 \cdot 3) - 2 \cdot 200 - 2 \cdot (167 - 3)}{2}$$

$$x = \underline{159 \text{ mm}}$$



Obr. 5.11 - schéma působení silni předpětí bezpečnostního lana

$$\cos \alpha_L = \frac{150}{x} \quad (5.19)$$

$$\cos \alpha_L = \frac{150}{159}$$

$$\alpha_L = \underline{19,73^\circ}$$

Napínací síla F_L bude:

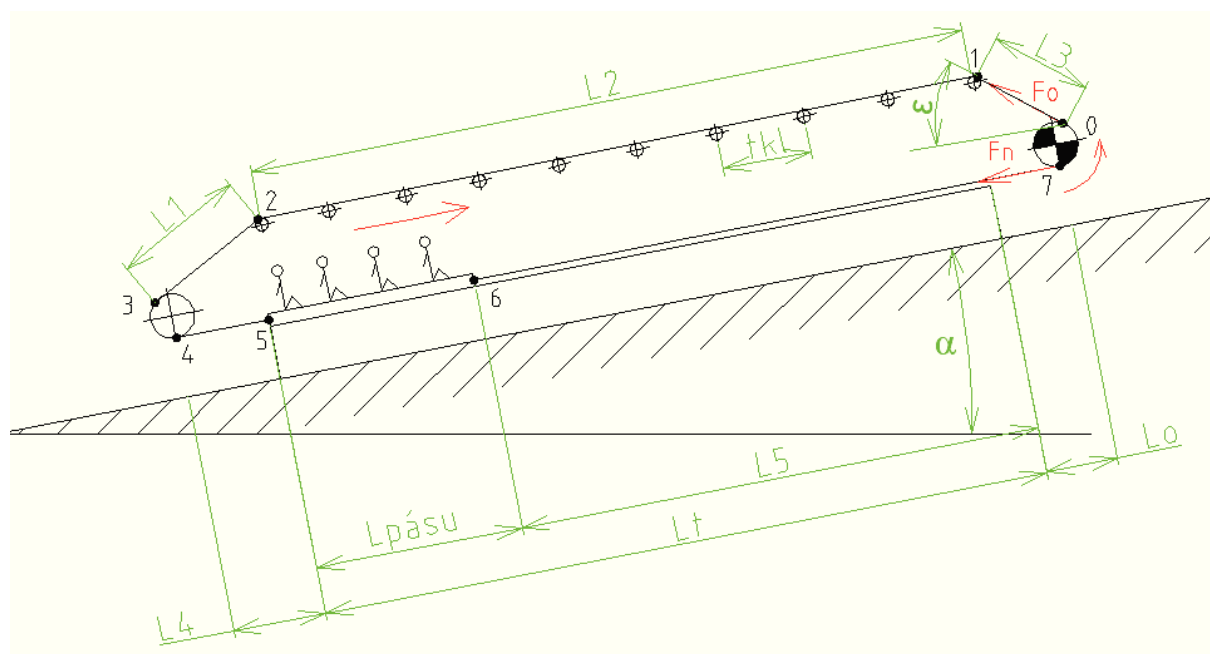
$$\tan \alpha_L = \frac{F_L}{F_{PP}} \Rightarrow \frac{F_L}{2} = \tan \alpha_L \cdot F_{PP} = \tan 19,73^\circ \cdot 3971 = \underline{1424 \text{ N}} \quad (5.20)$$

$$\frac{F_L}{2} = 1424$$

$$F_L = \underline{2848 \text{ N}}$$

5.5 Výpočet tahových sil graficko - početní metodou

Pomocí graficko - početní metoda vychází z měrného pohybového odporu pásového vleku a z délkového zatížení vleku posuvnými i rotujícími hmotami. Touto metodou lze stanovit průběh tahových sil v tažném prvku a tedy i potřebný provozní výkon pohonu pásového vleku.



Obr. 5.12 - výpočtové schéma pásového vleku pro výpočet tahů

$$T_0 = F_0$$

$$T_1 = F_0 + m_{ml} \cdot L_3 \cdot \sin(\alpha - \varepsilon) \cdot g \quad (5.21)$$

$$T_1 = F_0 + 0,98 \cdot 7,9 \cdot \sin(25 - 18) \cdot 9,81$$

$$T_1 = \underline{F_0 + 9 \text{ N}}$$

$$T_2 = T_1 + (m_{ml} + m_{mkl}) \cdot L_2 \cdot \cos \alpha \cdot g \cdot w_1 - m_{ml} \cdot L_2 \cdot \sin \alpha \cdot g \quad (5.22)$$

$$T_2 = F_O + 9 + (0,98 + 0,221) \cdot 200 \cdot \cos 25 \cdot 9,81 \cdot 0,0008 - 0,98 \cdot 200 \cdot \sin 25 \cdot 9,81$$

$$T_2 = F_O - 802 \text{ N}$$

m_{mkl} – měrná hmotnost kladky

$$m_{mk} = \frac{m_{kl}}{b_{kl}} \quad (5.23) \quad m_{kl} - \text{hmotnost rotující části kladky [kg]}$$

$$m_{mk} = \frac{4,431}{20} \quad m_{kl} = 4,431 \text{ kg (hodnota zjištěna v programu Inventor)}$$

$$m_{mk} = 0,221 \text{ kg/m} \quad w_1 - \text{kladkový odpor [-] viz kapitola 4.3.1}$$

$$T_3 = T_2 - m_{ml} \cdot L_1 \cdot \sin(\alpha + \epsilon) \cdot g \quad (5.24)$$

$$T_3 = F_O - 802 - 0,98 \cdot 7,9 \cdot \sin(25^\circ + 18^\circ) \cdot 9,81$$

$$T_3 = F_O - 854 \text{ N}$$

$$T_4 = T_3$$

$$T_4 = F_O - 854 \quad (5.25)$$

$$T_4 = F_O - 854 \text{ N}$$

$$T_5 = T_4 + m_{ml} \cdot L_4 \cdot \sin(\alpha) \cdot g \quad (5.26)$$

$$T_5 = F_O - 854 + 0,98 \cdot 5 \cdot \sin 25 \cdot 9,81$$

$$T_5 = F_O - 834 \text{ N}$$

$$T_6 = T_5 + [(m_{pásu} + m_{řet}) \cdot L_{pásu} + (m_{osob} + m_{kk} + m_{bs} + m_{ok})] \cdot \cos(\alpha) \cdot g \cdot f_B + [(m_{pásu} + m_{řet}) \cdot L_{pásu} + (m_{osob} + m_{kk} + m_{bs} + m_{ok})] \cdot \sin(\alpha) \cdot g \quad (5.27)$$

$$T_6 = F_O - 834 + [(12,1 + 3,5) \cdot 15 + (1330 + 131,6 + 20,3 + 20)] \cdot \cos(25) \cdot 9,81 \cdot 0,35 + [(12,1 + 3,5) \cdot 15 + (1330 + 131,6 + 20,3 + 20)] \cdot \sin(25) \cdot 9,81$$

$$T_6 = \underline{F_O + 11765 \text{ N}}$$

$$T_7 = F_6 + m_{ml} \cdot (L_5 + L_O) \cdot \sin(\alpha) \cdot g \quad (5.28)$$

$$T_7 = F_O + 11765 + 0,98 \cdot (185 + 5) \cdot \sin 25^\circ \cdot 9,81$$

$$T_7 = F_N = \underline{F_O + 12537 \text{ N}}$$

5.5.1 Výpočet obvodové síly

$$F_{ob} = F_N - F_O \quad [15] \quad (5.29)$$

$$F_{ob} = F_O + 12537 - F_O$$

$$F_{ob} = \underline{12537 \text{ N}}$$

Výpočet odbíhající síly z podmínky přenosu tření

$$F_O \geq \frac{F_{ob} \cdot k_S}{f_{tr} - 1} \quad [15] \quad (5.30) \quad k_S - \text{statická bezpečnost proti prokluzu}$$

$$F_O \geq \frac{12537 \cdot 1,25}{0,8557 - 1} \quad \text{pro lanové dráhy } k_S \geq 1,25$$

$$F_O = \underline{2452 \text{ N}} \quad \text{volím } k_S = \underline{1,25}$$

$$\text{Volím } F_O = \underline{3000 \text{ N}} \quad f_{tr} - \text{součinitel viz kapitola 6.4.1}$$

Dopočet tahů:

$$T_O = F_O = \underline{3000 \text{ N}}$$

$$T_1 = F_O + 9 = 3000 + 9 = \underline{3009 \text{ N}}$$

$$T_2 = F_O - 802 = 3000 - 802 = \underline{2198 \text{ N}}$$

$$T_3 = F_O - 854 = 3000 - 854 = \underline{2146 \text{ N}}$$

$$T_4 = F_O - 854 = 3000 - 854 = \underline{2146\text{N}}$$

$$T_5 = F_O - 834 = 3000 - 834 = \underline{2166\text{N}}$$

$$T_6 = F_O + 11765 = 3000 + 11765 = \underline{14465\text{N}}$$

$$T_7 = F_N = F_O + 12537 = 3000 + 12537 = \underline{15537\text{N}}$$

Vypočtená síla F_N se liší od předběžně vypočtené síly F_L v kapitole 5.2 hodnotou 1167 N, což naznačuje, že výpočet je správný.

$$F_N = \underline{15537\text{N}}$$

$$F_L = \underline{14370\text{N}}$$

5.6 Výpočet potřebného provozního výkonu pohonu pásového vleku

$$P = 1,05 \cdot \frac{F_{\text{ob}} \cdot v}{\eta} \quad [17] \quad (5.31) \quad v - \text{rychlost pásového vleku } [m \cdot s^{-1}]$$

$$P = 1,05 \cdot \frac{15537 \cdot 2}{0,9} \quad \text{volím } v = 2 \text{ m/s}$$

$$P = \underline{29253\text{W}} \quad \eta - \text{účinnost poháněcí stanice } [-]$$

$$\eta = \underline{0,9} \quad [17]$$

1,05- zohlednění nezahrnutých odporů (opěrné kladky, vratný třecí kotouč)

6. Poháněcí stanice

Poháněcí stanice slouží k přenášení tažné síly třením do tažného lana. Tato kapitola se zabývá volbou jednotlivých komponent poháněcí stanice.

6.1 Volba elektromotoru

Výběr vhodného elektromotoru se odvíjí od prostředí, ve kterém bude pracovat. V našem případě je to hlubinný důl, ve kterém je velkou hrozbou nebezpečí výbuchu.

Provedení elektromotorů pracujících v prostředí s nebezpečím výbuchu se značně liší od běžných motorů. Jejich konstrukční uspořádání má jednak znemožnit vznícení výbušné atmosféry v důsledku místního povrchového přehřátí, jednak musí zabránit šíření požáru z vnitřního prostoru motoru do vnějšího prostředí s výbušnou atmosférou, která může být tvořena směsí vzduchu a hořlavých plynů, par, mlhy nebo hořlavého prachu.

Klasifikace nevýbušných zařízení do skupin

Podle prostředí, v nichž má nevýbušné zařízení pracovat, se rozlišují dvě skupiny:

Skupina I – Elektrická zařízení pro doly s výskytem metanu.

Skupina II – Elektrická zařízení pro výbušnou plynnou atmosféru jinou než v dolech s výskytem metanu, obvykle v chemickém průmyslu nebo jinde na povrchu.

Elektromotory pro skupinu I, tedy pro doly, nemají žádné zvenku přístupné dílce ze slitin hliníku. Ventilátor je většinou litinový, výkonový štítek a další informační štítky jsou z nerezů.

Skupina	Kategorie	Stupeň ochrany	Výskyt výbušné atmosféry	Provoz při nebezpečí výbuchu	Prach Plyny	Teplotní třída
I doly	M1	velmi vysoký	TRVALÝ. metan + hořlavý prach	ano	Prach (Dust)	Povrch 150°C, možnost usazování prachu
	M2	vysoký	PRAVDĚPODOBNÝ. metan + hořlavý prach	odpojit		<hr/> Povrch 450°C, bez usazování prachu
II povrch	1	velmi vysoký	TRVALÝ. Plyny, páry, mlhy	ano	Plyny (Gases)	T1.....450°C T2.....300°C
	2	vysoký	PRAVDĚPODOBNÝ. Plyny, páry, mlhy	odpojit		T3.....200°C T4.....135°C T5.....100°C
	3	běžný	VÝJIMEČNÝ. Plyny, páry, mlhy	odpojit		T6.....85°C

Tab. 6.1 – klasifikace zatížení motoru

Zóna	Výskyt výbušné atmosféry	Použitelná kategorie zařízení	Skupina plynů G nebo prachu D
0	TRVALÝ, DLOUHO, ČASTO. Plyny, páry, mlhy	1G	II A – běžná odolnost běžné plyny, metan, etan, propan, benzínové výpary
1	PRAVDĚPODOBNÝ. Plyny, páry, mlhy	2G + 1G	II B - vysoká odolnost všechny plyny bez acetyleny a vodíku
2	NEPRAVDĚPODOBNÝ, ŘÍDCE, KRÁTCE. Plyny, páry, mlhy	3G + 2G + 1G	II C – nejvyšší odolnost všechny plyny
20	TRVALÝ, DLOUHO, ČASTO. Hořlavý prach	1D	Hořlavý prach
21	PRAVDĚPODOBNÝ. Hořlavý prach	2D + 1D	
22	NEPRAVDĚPODOBNÝ, ŘÍDCE, KRÁTCE. Hořlavý prach	3D + 2D + 1D	

Tab. 6.2 - klasifikace prostředí

Volím převodový, nevýbušný elektromotor K168-LG 225S4E s kuželočelní převodovkou dle katalogu firmy Siemens.

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý výkon	P_M	37	kW
Jmenovité otáčky	n_M	1480	min^{-1}
Jmenovitý moment	M_M	238,7	N·m
Účinník cos	$\cos\varphi$	0,85	-
Moment setrvačnosti	J_M	0,4	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
Hmotnost	m_M	763	kg
Převodový poměr	i_p	24,14	-

Tab. 6.3 – základní parametry převodového elektromotoru

6.2 Volba spojky

Spojka spojuje hnací a hnaný hřídel a slouží k přenosu kroutícího momentu.

Mezi hřídelem elektromotoru a hřídelem s hnacím třecím kotoučem volím spojku s pružným elementem Flexomax typu GE.



Obr.6.1- pružná spojka Flexomax [20]

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Max. točivý moment	$M_{k_{smax}}$	48600	N·m
Max. otáčky	n_{smax}	1500	ot/min
Max. průměr hřídele	d_{smax}	215	mm
Moment setrvačnosti	J_s	3,86	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
Hmotnost	m_s	237	kg

Tab.6.4 - základní parametry spojky

6.3 Volba ložiska

Kuličková ložiska mají široké použití a vzhledem k jejich vlastnostem jako je jednoduchá konstrukce, provozní odolnost, nenáročnost na údržbu a příznivé ceně se řadí mezi nejpoužívanější ložiska.

Stojatá ložisková tělesa SNL

Ložisková tělesa jsou navržena pro naklápací kuličková ložiska, jsou vodorovně dělená a standardně ve spodní části opatřena dvěma nebo čtyřmi otvory pro upevňovací šrouby.



Obr. 6.2 - stojaté ložiskové těleso [21]

Volím ložiskové těleso SNL 1224K se čtyřmi upevňovacími otvory dle katalogu firmy SKF viz Obr.

6.4 Třecí kotouč

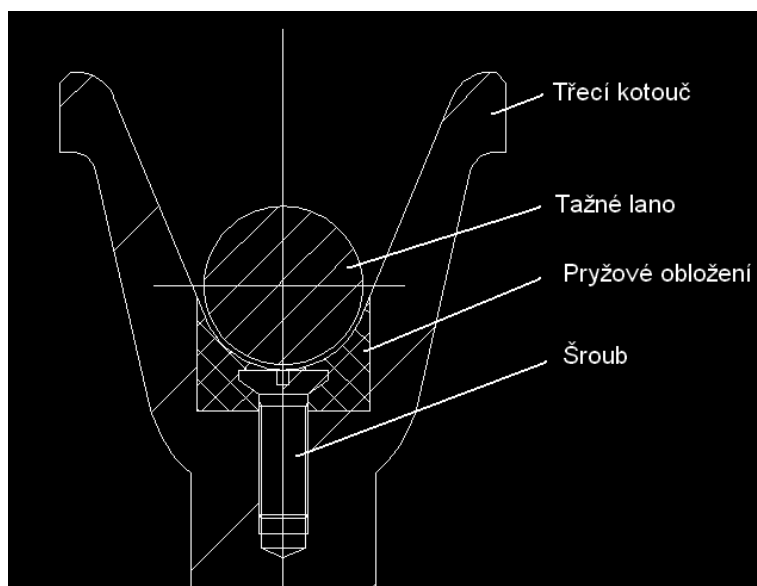
Poháněcí stanice s třecím kotoučem využívá k přenosu tažné síly do lana tření a vychází z Eulerových vztahů

Třecí kotouč je základní funkční částí těžních strojů s unášecími orgány. Přenos obvodové síly třecího kotouče na těžní lano se odehrává v drážce obložené z materiálu, který zvyšuje součinitele f .

Obložení má při plnění základní funkce třecího kotouče významnou úlohu. Jeho rozhodujícím parametrem je součinitel f , což je veličina, která je funkcí řady proměnných (průměru kotouče, modulů pružnosti lana, použitého mazadla, atd.).

6.4.1 Výpočet součinitele f_{tr} v drážce

Volím třecí kotouč s jednou drážkou, půlkruhovou, s obložením z pryžového materiálu.



Obr. 6.3 – schematický řez třecím kotoučem s půlkruhovou drážkou

$$f_{tr} = \frac{4 \cdot \mu_p}{\pi} \quad [16] \quad (6.1) \quad \mu_p - \text{součinitel tření [-]}$$

$$f_{tr} = \frac{4 \cdot 0,5}{\pi} \quad \text{volím pryžové obložení}$$

$$f_{tr} = \underline{0,637} \quad \text{pro pryž } \mu_p = 0,4 \text{ až } 0,6$$

$$\text{volím } \mu = \underline{0,5} \quad [14]$$

6.4.2 Stanovení základních rozměrů

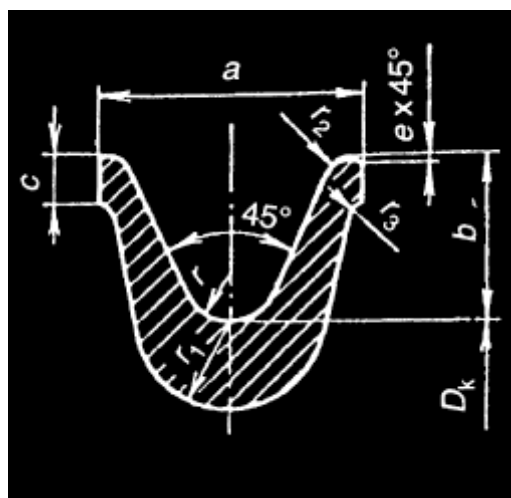
Roztečný průměr třecího kotouče D_{TR}

$$D_{TR} = 40 \cdot d_{lana} \quad [20] \quad (6.2)$$

$$D_{TR} = 40 \cdot 16$$

$$D_{TR} = \underline{640 \text{ mm}}$$

Stanovení základních rozměrů drážky třecího kotouče



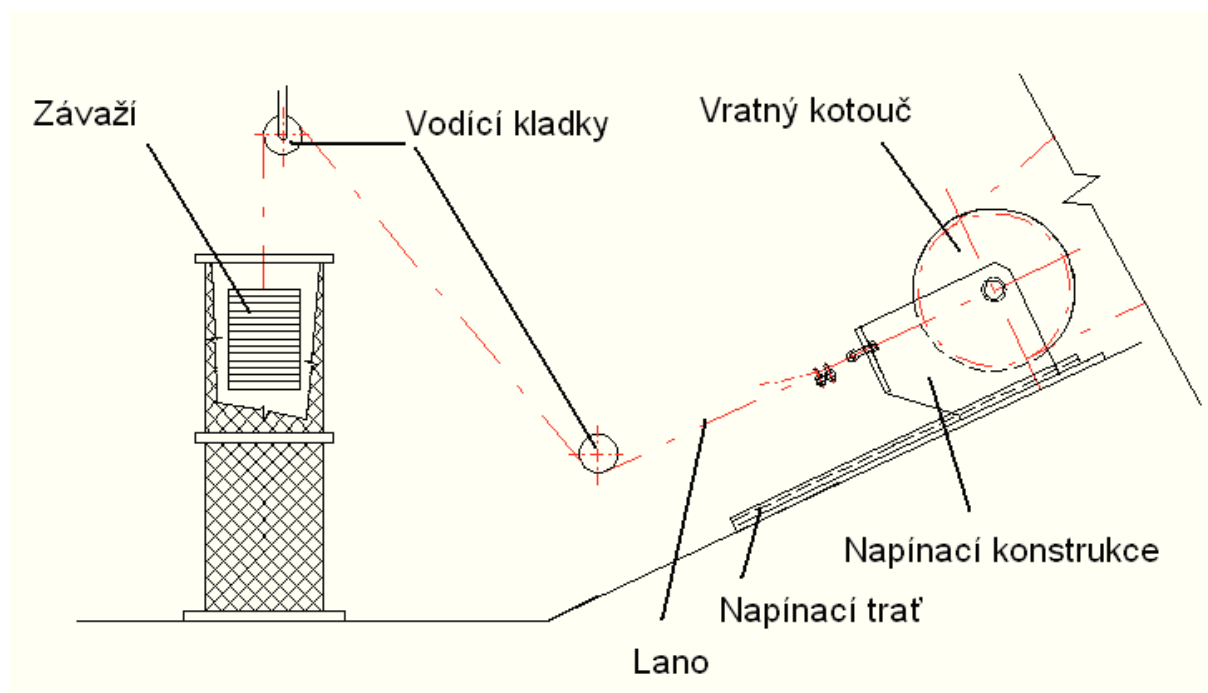
Obr. 6.4 - drážka třecího kotouče [14]

Rozměry v mm									
Drážka kladky		Průměr lana d	Rozměry						
označení	poloměr r		a	b	c	e	r_1	r_2	r_3
9	8,5	15; 16	45	30,0	8,0	1,0	14	4,0	2,5

Tab. 6.5 - hlavní rozměry drážky třecího kotouče [14]

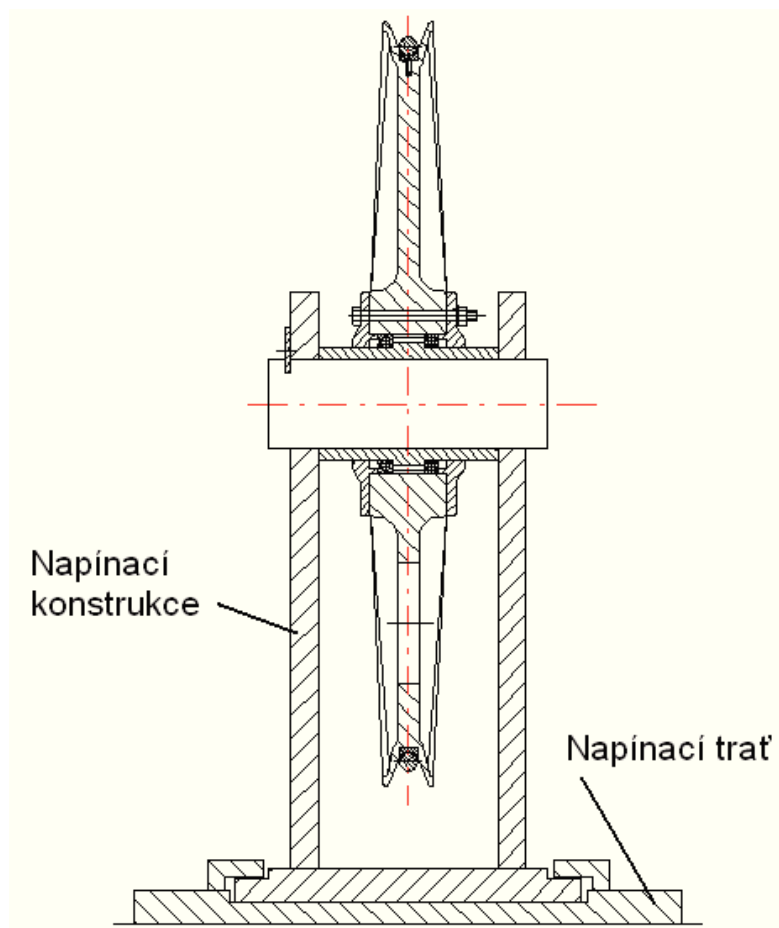
7. Vratná stanice

Vratná stanice se umísťuje na dolním konci tratě pásového vleku a slouží k napínání tažného lana.



Obr. 7.1 - napínací stanice

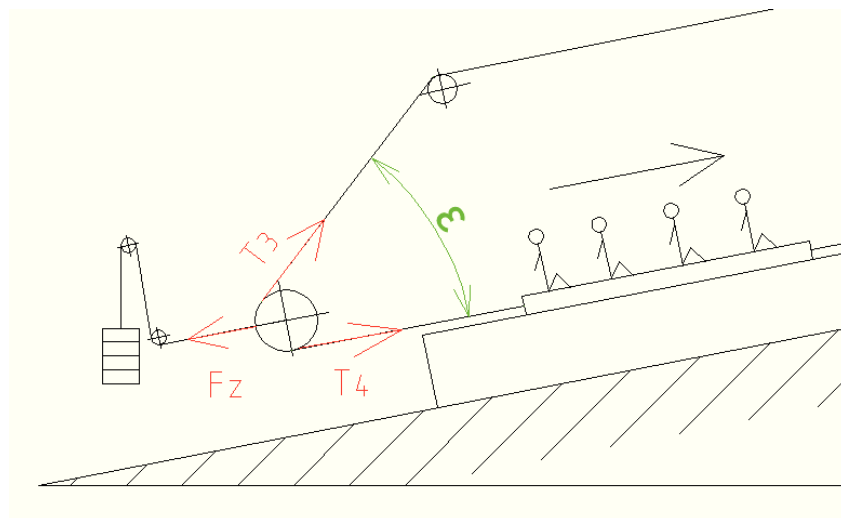
Vratný kotouč je uložen ve svařené napínací konstrukci, která se může pohybovat ve směru dopravy osob v tvarových drážkách napínací tratě. Tažné lano je napínáno pomocí závaží a je spojeno s napínací konstrukcí pomocí šroubu s okem.



Obr. 7.2 - řez vratným kotoučem

7.1 Výpočet napínací síly F_z

Při stanovení napínací síly vycházíme z vypočtených tahů v graficko- početní metodě.



Obr. 7.3 - schéma napínání pásového vleku

$$F_Z = T_3 \cdot \cos \varepsilon + T_4 \quad (7.1)$$

$$F_Z = 2146 \cdot \cos 18^\circ + 2146$$

$$F_Z = \underline{4187 \text{ N}}$$

Stanovení potřebné hmotnosti pro vyvození napínací síly

$$F_Z = m_z \cdot g \Rightarrow m_z = F_Z / g = 4187 / 9,81 = \underline{427 \text{ kg}}$$

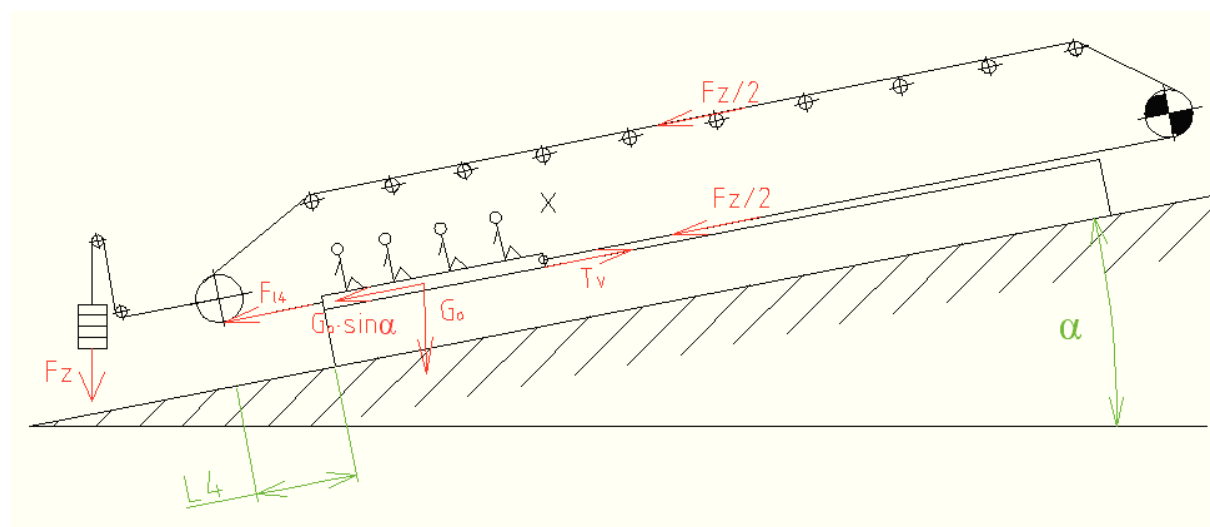
8. Kontrolní výpočty

8.1 Kontrola síly zajišťující stlačení brzdících pružin

Situace 1

Kontrola dostatečné vůle mezi brzdnými čelistmi a klznými elementy při nečinnosti vleku obsazeného osobami

I když pásový vlek není v pohybu, musí být brzdné čelisti ve vzdálenosti x od trámů. Aby došlo ke stlačení brzdných pružin, musí v bodě X působit síla, která má minimální hodnotu síly F_L .



Obr. 8.1 – silové rozložení pásového vleku obsazeného osobami

$$\frac{F_z}{2} + F_{l4} + G_o \cdot \sin \alpha - T_v \geq F_L \quad (8.1)$$

$$\frac{F_z}{2} + m_{ml} \cdot \sin \alpha \cdot g \cdot L_4 + (m_{osob} + m_{pásu} + m_{kk} + m_{řet} + m_{bv} + m_{ok}) \cdot g \cdot \sin \alpha - (m_{osob} + m_{pásu} + m_{kk} + m_{řet} + m_{bv} + m_{ok}) \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_p \geq F_L$$

$$2093,5 + 0,98 \cdot \sin 25^\circ \cdot 9,81 \cdot 5 + (1330 + 181,5 + 131,6 + 105 + 20,3 + 20) \cdot 9,81 \cdot \sin 25^\circ - (1330 + 181,5 + 131,6 + 105 + 20,3 + 20) \cdot 9,81 \cdot \cos 25^\circ \cdot 0,35 \geq 2848$$

$$\underline{3963 \text{ N} \geq 2848 \text{ N}}$$

Podmínka je splněna.

G_o – síla způsobená tíhou pásového nosiče [N]

F_{l4} – síla způsobená tíhou lana [N]

T_v – třecí síla za klidu, vyvolaná tíhou pásového vleku [N]

Stlačení pružiny 'z' při působící síle pružiny 2588N:

2842N.....11,4mm

3963N..... x? mm

$$z = 11,4 \cdot \frac{3963}{2842} \quad (8.2)$$

$$z = \underline{15,9 \text{ mm}}$$

Vůle mezi brzdou čelistí a pojezdovým trámem a_x :

$$a_x = x - 8,4 \quad (8.3)$$

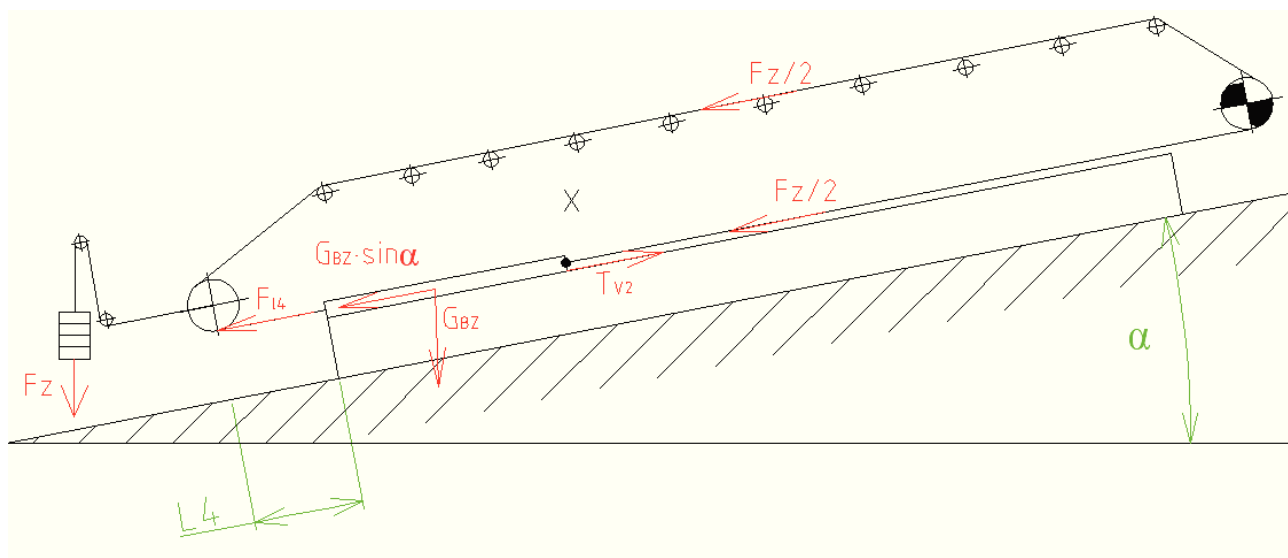
$$a_x = 15,9 - 8,4$$

$$a_x = \underline{7,5 \text{ mm}}$$

Situace 2

Kontrola dostatečné vůle mezi brzdnými čelistmi a kluznými elementy při nečinnosti vleku neobsazeného osobami

Jedná se o nejnepríznivější variantu. Při prázdném páse dojde vlivem úbytku hmotnosti osob k poklesu tahu v páse, tudíž i k přiblížení brzdných čelistí k trámům. Proto je nutné zkontrolovat, zda při osobami neobsazeném pásovém vleku nedojde k dotyku těchto čelistí s trámy.



Obr. 8.2 - silové rozložení pásového vleku neobsazeného osobami

Síla potřebná ke stlačení pružin, tak aby vznikla vůle 3 mm mezi čelistí a trámem, je $F_{PP} = 3125$ N. Pokud uvažujeme neobsazený pás, bude pak síla F_{PP} menší o hmotnost přepravovaných osob.

Platí podmínka

$$\frac{F_z}{2} + F_{I4} + G_{BZ} - T_{V2} \geq F_L \quad (8.4)$$

$$\frac{F_z}{2} + m_{ml} \cdot \sin \alpha \cdot g \cdot L_4 + (m_{pásu} + m_{kk} + m_{řet} + m_{bv} + m_{ok}) \cdot g \cdot \sin \alpha - (m_{pásu} + m_{kk} + m_{řet} + m_{bv} + m_{ok}) \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_B \geq F_L$$

$$2093,5 + 0,98 \cdot \sin 25^\circ \cdot 9,81 \cdot 5 + (181,5 + 131,6 + 105 + 20,3 + 20) \cdot 9,81 \cdot \sin 25^\circ - (181,5 + 131,6 + 105 + 51 + 20) \cdot 9,81 \cdot \cos 25^\circ \cdot 0,35 \geq 3125$$

$$2588 < 2842$$

Podmínka není splněna

G_{BZ} – síla způsobená tíhou pásového nosiče bez osob[N]

T_{V2} – třecí síla, vyvolaná tíhou pásového vleku bez osob[N]

Stlačení pružiny q při působící síle pružiny 2588N:

2842N.....11,4mm

2588 N..... z ? mm

$$q = 11,4 \cdot \frac{2588}{2842} \quad (8.5)$$

$$q = \underline{10,38 \text{ mm}}$$

Vůle mezi brzdou čelistí a pojezdovým trámem a_z

$$a_q = q - 8,4 \quad (8.6)$$

$$a_q = 10,38 - 8,4$$

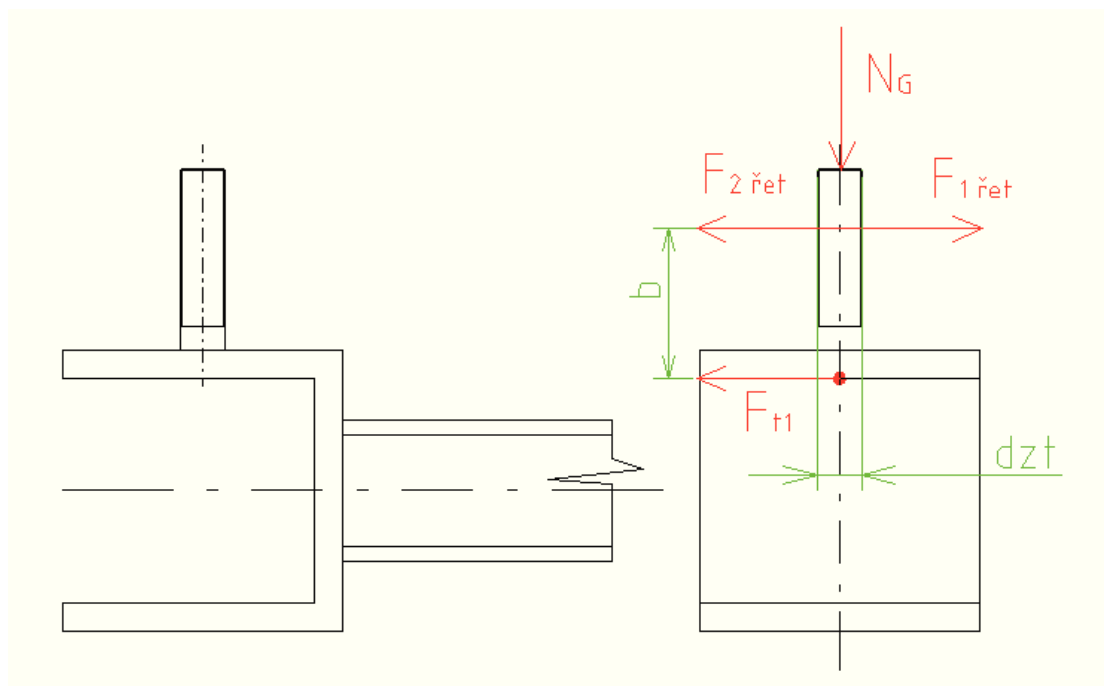
$$a_q = \underline{1,98 \text{ mm}}$$

Podmínka sice nebyla splněna, nicméně vůle mezi brzdou čelistí a pojezdovým trámem je při nejnepříznivější situaci 1,98 mm, což je stále dostačující.

8.2 Kontrola závitových tyčí na kluzných elementech

Nejvíce bude namáhána závitová tyč na prvním kluzném elementu, který je spojen s brzdícím systémem a ten s tažným lanem, ve kterém působí nabíhající síla F_N .

Závitová tyč je vlivem působení síly v řetězech namáhána na ohyb.



Obr. 8.3 – silové namáhání závitové tyče kluzného elementu

Tahová síla v jednom řetězu

$$F_{\text{řet}} = \frac{F_N}{2} \quad (8.7)$$

$$F_{\text{řet}} = \frac{15537}{2}$$

$$F_{\text{řet}} = 7769\text{N}$$

Třecí síla vyvolaná pohybem kluzného elementu

$$F_{t1} = \frac{N_G}{n_{ZT}} \cdot f_p \quad (8.8)$$

$$F_{t1} = \frac{15900}{30} \cdot 0,35$$

$$F_{t1} = 185,5\text{N}$$

Normálová síla vyvolaná tíhou N_G

$$N_G = (m_{\text{osob}} + m_{\text{pásu}} + m_{\text{kk}} + m_{\text{řet}} + m_{\text{bv}} + m_{\text{ok}}) \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (8.9)$$

$$N_G = (1330 + 181,5 + 131,6 + 105 + 20,3 + 20) \cdot 9,81 \cdot \cos 25^\circ$$

$$N_G = \underline{15900 \text{ N}}$$

$$F_{2\text{řet}} = F_{1\text{řet}} - F_{t1} \quad (8.10)$$

$$F_{2\text{řet}} = 7769 - 185,5$$

$$F_{2\text{řet}} = \underline{7583,5 \text{ N}}$$

Kontrola na ohyb:

Platí vztah:

$$\sigma_o = \frac{M_2}{W_o} \leq \sigma_{odov} \quad [14] \quad (8.11)$$

$$\sigma_o = \frac{(F_{1\text{řet}} - F_{2\text{řet}}) \cdot b}{\frac{\pi d_{\text{řet}}^3}{32}} \quad \sigma_{odov} = 100 \text{ až } 150 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{(7769 - 7583,5) \cdot 82,5}{\frac{\pi 14,7^3}{32}} \quad \text{volím } \sigma_{odov} = \underline{125 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_o = \underline{19,3 \text{ MPa}} \quad W_o - \text{modul průřezu v ohybu [mm}^3\text{]}$$

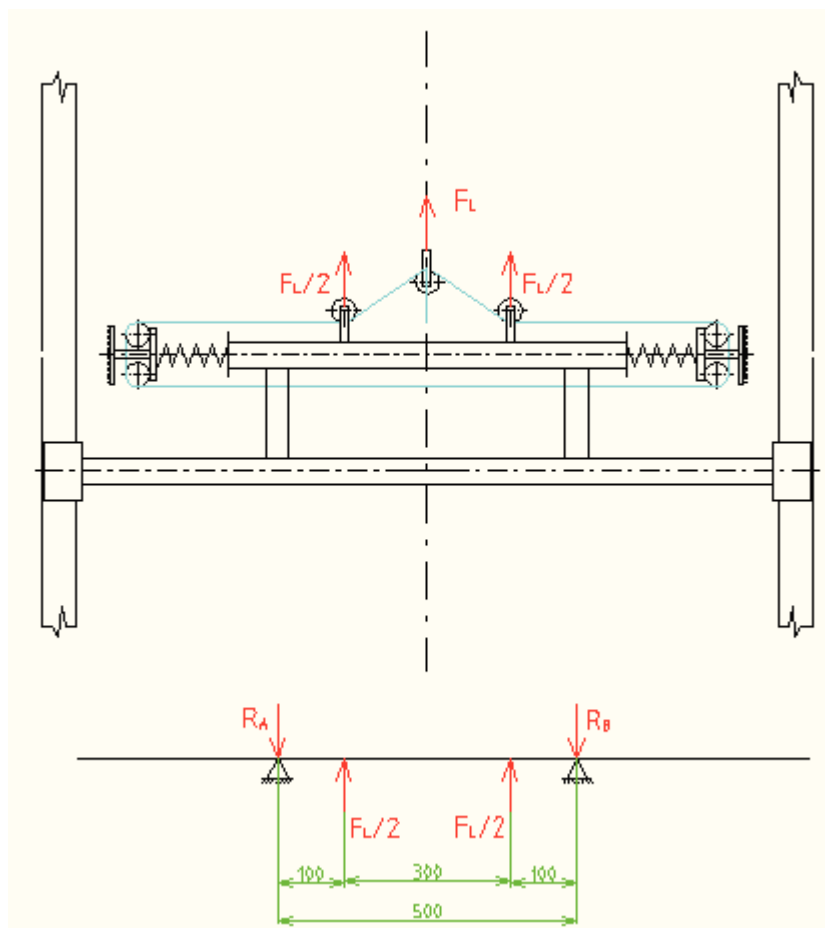
$$\sigma_o \leq \sigma_{odov} \quad [14] \quad (8.12)$$

$$\underline{20,7 \text{ MPa} < 125 \text{ MPa}}$$

Podmínka je splněna. Závitová tyč na ohyb vyhovuje.

8.3 Kontrola rozpěrné trubky na ohyb

Vlivem síly vyvozené tažným lanem bude rozpěrná trubka brzdícího systému namáhána na ohyb.



Obr. 8.4 - schéma namáhání rozpěrné trubky na ohyb

$$\Sigma M_A = 0$$

$$\frac{F_L}{2} \cdot 100 + \frac{F_L}{2} \cdot 400 - R_B \cdot 500 = 0 \quad (8.13)$$

$$R_B = \frac{F_L \cdot (100 + 400)}{2 \cdot 500}$$

$$R_B = \frac{15537 \cdot (100 + 400)}{2 \cdot 500}$$

$$R_B = \underline{7768,5 \text{ N}}$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$-R_A + \frac{F_L}{2} + \frac{F_L}{2} - R_B = 0 \quad (8.14)$$

$$R_A = \frac{F_L}{2} + \frac{F_L}{2} - R_B$$

$$R_A = \frac{7768,5}{2} + \frac{7768,5}{2} - 7768,5$$

$$R_A = \underline{7768,5 \text{ N}}$$

Maximální ohybový moment M_{Omax}

$$M_{Omax} = R_B \cdot 100 \quad (8.15)$$

$$M_{Omax} = 7768,5 \cdot 100$$

$$M_{Omax} = \underline{776850 \text{ N}\cdot\text{mm}}$$

Podmínka:

$$\sigma_O = \frac{M_{Omax}}{W_O} \leq \sigma_{OD} \quad [14] \quad (8.16) \quad \sigma_{OD} - \text{dovolené napětí v ohybu [MPa]}$$

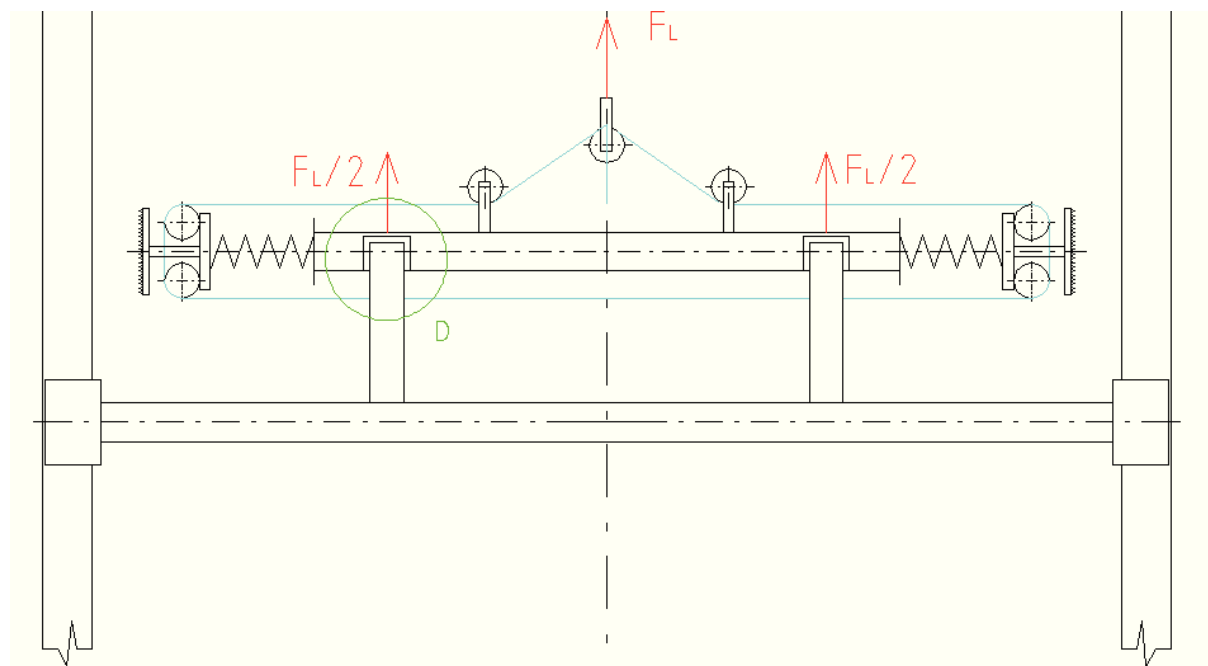
$$\sigma_O = \frac{776850}{7000} \quad \text{pro mat. 11500} \quad \sigma_{OD} = 175 \text{ MPa až } 215 \text{ MPa} \quad [14]$$

$$\sigma_O = \underline{111, \text{ MPa}} \quad \text{volím } \sigma_{OD} = \underline{200 \text{ MPa}}$$

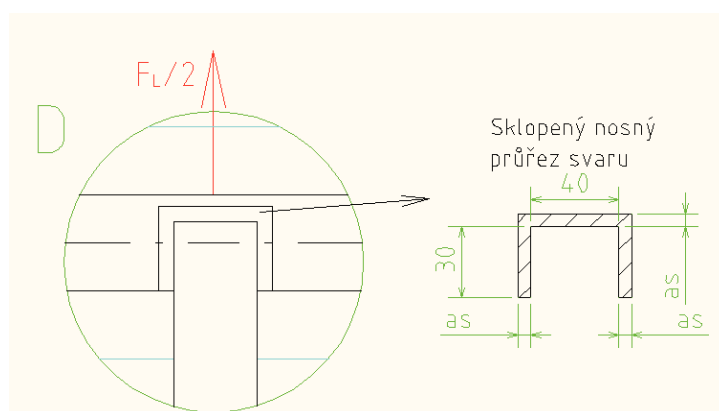
$$\sigma_O \leq \sigma_{OD} \quad [14] \quad (8.17)$$

$$\underline{110 < 200}$$

8.4 Kontrola svarového spoje brzdného systému



Obr. 8.5 - namáhání svarů brzdné konstrukce



Obr. 8.6 - stanovení průřezu svaru

$$\tau_s = \frac{F_L}{S_s} \leq \tau_{\text{DOV}} \quad [12] \quad (8.18) \quad \tau_{\text{DOV}} - \text{dovolené napětí ve smyku [MPa]}$$

$$\tau_s = \frac{\frac{F_L}{2}}{2 \cdot a_s \cdot 30 + a_s \cdot (40 + 2 \cdot a_s)} \quad S_s - \text{nosný průřez [mm}^2\text{]}$$

$$\tau_s = \frac{\frac{18837}{2}}{2 \cdot 4 \cdot 30 + 4 \cdot (40 + 2 \cdot 4)}$$

$$\tau_s = \underline{17,9 \text{ MPa}}$$

Dovolené napětí ve smyku

$$\tau_{\text{DOV}} = k_s \cdot \frac{R_s}{k_s} \quad [12] \quad (8.19) \quad k_s - \text{převodní součinitel}$$

$$\tau_{\text{DOV}} = 0,65 \cdot \frac{275}{1,5} \quad \underline{k_s = 0,65} \quad [12]$$

$$\tau_{\text{DOV}} = \underline{119 \text{ MPa}} \quad R_e - \text{mez kluzu materiálu v tahu [MPa]}$$

$R_e = 260 \text{ MPa až } 290 \text{ MPa}$

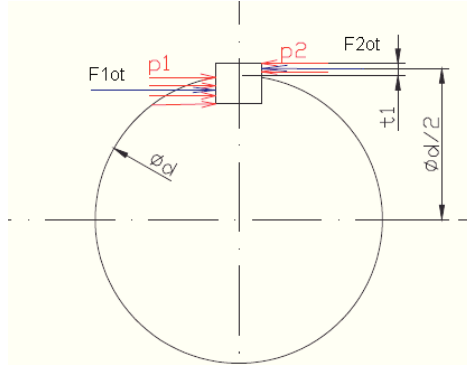
Volím $R_e = \underline{275 \text{ MPa}}$

$$\tau_s \leq \tau_{\text{DOV}} \quad [12]$$

$$\underline{19,35 \text{ MPa} < 119 \text{ MPa}}$$

8.5 Volba hřídelového pera pod spojkou

Při přenosu točivého momentu M_k z náboje na hřídel se otláčují jak boky samotného pera, tak stěny drážky v hřídeli a stěny drážky v náboji.



Obr. 8.7- silové poměry ve spoji

Pro zajištění správné funkce pera je kontrola boků pera a drážek na otláčení:

$$p_1 \leq p_{D1}$$

$$p_2 \leq p_{D2}$$

V náboji s průchozí drážkou je otláčována jen přímá část boku pera délky l' a podle ČSN je $t > t_1$ je $p_2 > p_1$

$$\frac{F_{2ot}}{l' \cdot t_1} \leq p_{D2} \Rightarrow l' = \frac{F_{2ot}}{p_{D2} \cdot t_1} \quad [12] \quad (8.20)$$

Zatěžující sílu F_2 vypočteme ze vztahu:

$$F_{2ot} = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad (8.21)$$

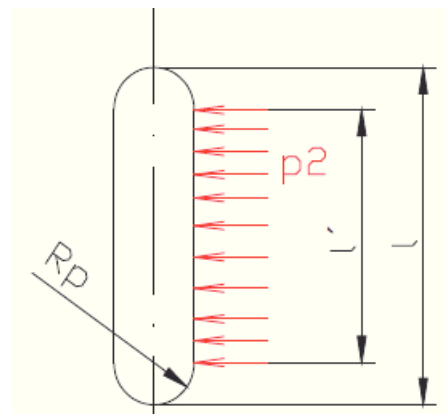
$$F_{2ot} = \frac{5763000}{\frac{110}{2} + \frac{42}{2}}$$

$$F_{2ot} = \underline{99276N}$$

$$l' = \frac{F_{\text{tot}}}{\tau_{Ds} \cdot t_s} \quad (8.22)$$

$$l' = \frac{99276}{125 \cdot 6,1}$$

$$l' = \underline{130,2 \text{ mm}}$$



Obr. 8.8 - pero

Délka pera se vypočte:

$$l = l' + 2 \cdot R_p \quad (8.23)$$

$$l = 130,2 + 2 \cdot 14$$

$$l = \underline{158,2 \text{ mm}}$$

Volím délku pera $l = 180 \text{ mm}$

Kontrola navrženého pera na stříh:

$$\tau_s \leq \tau_{Ds}$$

$$\frac{F_s}{l \cdot b_p} \leq \tau_{Ds} = 30 \text{ MPa} \quad [12] \quad (8.24)$$

Střížnou sílu F_s vypočteme ze vztahu:

$$F_s = \frac{M_k}{z} \quad (8.25)$$

$$F_s = \frac{5768000}{z}$$

$$F_S = \underline{104781,8 \text{ N}}$$

$$\frac{F_S}{l \cdot b_p} \leq \tau_{DS}$$

$$\frac{104781,8}{180 \cdot 28} \leq 30$$

$$\underline{20,8 \text{ MPa} < 30 \text{ MPa}}$$

Podmínka splněna. Navržené pero vyhovuje.

8.6 Kontrola pohonu pásového vleku na rozběh

$$M_{SM} + M_{DM} < M_Z \quad [17] \quad (8.26)$$

$$185 + 103,28 < 549$$

$$\underline{288,3 < 549}$$

Podmínka rozběhu pohonu pásového vleku je splněna.

M_{SM} - statický moment od zatížení dopravníku redukováný na hřídel motoru

$$M_{SM} = \frac{1}{\eta_f} \cdot F \cdot 0,5 \cdot d_{TR} \cdot \frac{1}{\eta_c \cdot i_p} \quad [17] \quad (8.27)$$

$$M_{SM} = \frac{1}{1} \cdot 12537 \cdot 0,5 \cdot 0,640 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 24,1}$$

$$M_{SM} = \underline{185 \text{ N}\cdot\text{m}}$$

M_{DM} – dynamický moment

$$M_{DM} = J_m \cdot \omega \quad [17] \quad (8.28)$$

$$M_{DM} = 0,4 \cdot 258,2$$

$$M_{DM} = \underline{103,28 \text{ N}\cdot\text{m}}$$

J_m – moment setrvačnosti motoru

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60 \cdot \eta_M} \quad [17] \quad (8.29)$$

$$\omega = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot \frac{1420}{60}}{0,6}$$

$$\omega = \underline{258,2 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}$$

M_Z – záběrový moment motoru

$$\frac{M_Z}{M_m} = 2,3 \quad (8.30)$$

$$M_Z = M_m \cdot 2,3$$

$$M_Z = 238,7 \cdot 2,3$$

$$M_Z = \underline{549 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

9. Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout pásový vlek pro úklonou dopravu osob v prostředí hlubinného dolu. Délka tratě byla požadována 200 metrů s úhlem stoupání 25° při přepravní kapacitě 14 osob. V úvodu byly zpracovány 3 možné varianty pásového vleku, ze kterých jsem po uvážení vybral variantu pásového vleku s nekonečným lanem s horním vedením.

V další části práce jsem se zaměřil na jednotlivé komponenty, ze kterých se pásový vlek skládá a to zejména na pásový nosič a brzdňý systém vleku. Jako prvek, který se pohybuje po dopravní trati (dřevěných trámech) jsem navrhl kluzné elementy, na které je nasazen pás. Díky tomu je tah vyvozený tažným lanem přenášen prostřednictvím tažných řetězů, kterými jsou jednotlivé elementy spojeny, do těchto kluzných elementů a pás tak plní pouze nosnou funkci. Navíc tření mezi kovovými elementy není tak velké jako při styku pryžového pásu s dřevěnými trámy, čímž dochází ke snížení odporu pohybu vleku.

Při návrhu brzdňého systému jsem se snažil vytvořit efektivní a jednoduchou konstrukci, která bude schopna bezpečně zabránit pohybu pásového nosiče při případné havarijní situaci. Princip funkce je založen na přitlačení brzdňých členů nástrojovými pružinami na dopravní trámy, čímž vzniká tření a zamezení pohybu pásového nosiče. Výsledné podobě konstrukce brzdňého systému předcházelo několik prvotních návrhů řešení, které ale nakonec nesplňovaly požadavky na tento systém. Konstrukce uvedené v textové části procházely vývojem a jsou myšleny jako schémata sloužící k pochopení principu funkce systému a od konečné konstrukce brzdňého systému se proto nepatrně liší.

Dále jsem provedl pevnostní a technologické výpočty a pomocí graficko- početní metody jsem stanovil potřebný provozní výkon pro pohon pásového vleku. Podle této vypočtené hodnoty jsem zvolil převodový elektromotor, který obsahuje kuželočelní převodovku. Výstupní hřídel převodového elektromotoru je spojen s hnacím hřídelem pomocí spojky s pružným členem. Třecí kotouče mají z důvodu zvýšení tření pryžové obložení.

Napínání pásového vleku je řešeno pomocí závaží, zavěšeného na laně, které je vedeno přes kladky a spojeno se svařenou napínací konstrukcí pomocí závitového oka. Tato konstrukce se pohybuje v drážkovém vedení napínací tratě.

10. Seznam použité literatury

- [1] www.koexpro.cz
- [2] www.fce.vutbr.cz
- [3] www.wikipedia.org
- [4] *prof. Ing. Jaromír Polák, CSc. ;Požadavky na dopravním zařízení při dopravě osob v úklonných trasách*
- [5] <http://rosta-netek.own.cz>
- [6] www.mining.cz
- [7] <http://filip-sellner.byl.cz>
- [8] www.gumex.cz
- [9] www.feli.cz
- [10] www.jubo.cz
- [11] www.ferona.cz
- [12] *Kaláb, K.:Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Skriptum,VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1290-8*
- [13] www.hennlich.cz
- [14] *Leineber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky, 2005, ISBN 80-7361-011-6*
- [15] *Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.:Dopravní a manipulační zařízení I. Skriptum, VŠB-TU Ostrava, 2001, ISBN 80-248-0043-8*
- [16] *Polák, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení III. Skriptum, VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0963-X*
- [17] *Polák, J.,Bailoti, K., Pavliska, J., Hrabovský, L.:Dopravní a manipulační zařízení II. Skriptum, VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X*

[20] Polák, J., Bichler, J., – *Dopravní zařízení v hlubinných dolech, Skriptum, VŠB- TU Ostrava, 1990, ISBN*

[19] www.okd.cz

[20] www.transtechique.cl

[21] www.skf.com

[22] www.interforst.cz

11. Přílohy

Pásový vlek	STE- A1-11
-------------	------------

Pohonná stanice	STE- A3- 06
-----------------	-------------

Brzdňý systém	STE- A2-01
---------------	------------

Brzdňý člen	STE- A3-02
-------------	------------